

**VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA**

**FAKULTA STROJNÍ**

**KATEDRA ROBOTIKY**

# **BAKALÁŘSKA PRÁCE**

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robotiky

Konstrukční návrh válečkového dopravníku s proměnnou délkou

Construction desing of a roller conveyer with variable length

Student:

Jiří Vojtíšek

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Ladislav Kárník, CSc.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra robotiky

# Zadání bakalářské práce

Student: **Jiří Vojtíšek**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2301R013 Robotika  
Téma: **Konstrukční návrh válečkového dopravníku s proměnnou délkou**  
**Construction Design of Roller Conveyor with Variable Length**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte analýzu současného stavu a navrhnete varianty řešení možných koncepcí válečkového dopravníku s proměnnou délkou.
2. Proveďte výběr optimální varianty.
3. Konstrukční návrh vybrané varianty podrobně rozpracujte dle pokynů vedoucího s využitím CAD systému Creo.
4. Výkresovou dokumentaci zpracujte dle pokynů vedoucího.
5. Vypracujte technickou zprávu s potřebnými výpočty a zhodnoťte dosažené výsledky.
6. Závěr.
7. Práci též doložte v elektronické podobě ve formátu editoru MSWORD, PDF a konstrukční řešení v CAD systému (podle pokynu vedoucího).

Seznam doporučené odborné literatury:

KÁRNÍK, L. *Periferní zařízení RTP*. Skripta VŠB-TUO, Ostrava: 2006, 132 s. ISBN 80-248-1221-5.

KÁRNÍK, L. *Servisní roboty*. VŠB-TU Ostrava, 2004. 144 s. ISBN 80-248-0626-6.

SKARUPA, J. - MOSTÝN, V. *Metody a prostředky návrhu průmyslových a servisních robotů*. Košice: Viena Košice, 2002. 190 s. ISBN 80-88922-55-0.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ladislav Kárník, CSc.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



---

prof. Dr. Ing. Petr Novák  
vedoucí katedry



---

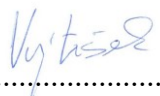
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty



## **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 20.5 2018

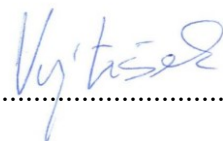
  
.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20.5 2018

  
.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jiří Vojtíšek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Bohumín, Tovární 424, 735 52

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

VOJTÍŠEK, J. Konstrukční návrh válečkového dopravníku s proměnnou délkou: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robotiky, 2018, 65 s. Vedoucí: Ing. Ladislav Kárník, CSc.

V bakalářské práci, která se skládá z teoretické a praktické části, se zabývám konstrukčním návrhem poháněného válečkového dopravníku s proměnnou délkou. V teoretické části této práce je výčet možných pohonů pro válečkové dopravníky a ukázky dopravníků s proměnnou délkou. V úvodu praktické části, která vychází z části teoretické, specifikuji požadavky dopravníku, s předběžným návrhem jeho parametrů, na jejichž základě vytvářím dvě varianty řešení. Následuje můj návrh vybrané varianty dopravníku, ke kterému jsem došel pomocí vícekritériálního hodnocení. Obsahuje výběr a výpočet pohonu, návrh válečků, mechanismu, který umožňuje natažení a zakřivení dopravníku, návrh nosných rámců, a pevnostní výpočty vybraných prvků.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

VOJTÍŠEK, J. Construction design of roller conveyor with variable length: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotics, 2018, 65 p. Thesis head: Ing. Ladislav Kárník, CSc.

In the bachelor thesis, which consists of theoretical and practical part, I deal with the design of a powered roller conveyor with variable length. In the theoretical part of this work are listed possible drives for roller conveyors and examples of conveyors with variable length. At the beginning of the practical part, which is based on the theoretical part, I specify the requirements of the conveyor, with a preliminary proposal of its parameters, on which basis I create two possible solutions. Then I continue with design of the selected conveyor variant, which I chose via a multi-criteria evaluation. It includes selection and calculation of drive, roller design, mechanism that allows conveyor to be extended and curved, design of load-bearing frames, and strength calculations of selected elements.

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce za ochotu a čas, který mi věnoval při zpracování této práce a jeho neocenitelné odborné rady. Poděkování patří také mé matce, bratrovi, přítelkyni a zbytku rodiny za podporu nejen při psaní této bakalářské práce ale i během celého studia.



# Obsah

<b>Seznam obrázků .....</b>	<b>10</b>
<b>Seznam tabulek .....</b>	<b>12</b>
<b>Seznam použitých značek a symbolů .....</b>	<b>13</b>
<b>Slovník termínů .....</b>	<b>18</b>
<b>Úvod .....</b>	<b>19</b>
<b>1 Rešerše.....</b>	<b>20</b>
1.1 Obecné rozdělení dopravníků .....	20
1.2 Válečkové dopravníky .....	20
1.2.1 Dopravníky nepoháněné .....	21
1.2.2 Dopravníky poháněné .....	22
1.3 Válečkové dopravníky s proměnnou délkou .....	24
1.3.1 Nepoháněné válečkové dopravníky s proměnnou délkou .....	25
1.3.2 Poháněné válečkové dopravníky s proměnnou délkou .....	26
<b>2 Požadavkový list .....</b>	<b>27</b>
2.1 Požadované parametry .....	27
2.2 Požadavky na použití .....	27
<b>3 Základní návrh parametrů dopravníku.....</b>	<b>28</b>
3.1 Návrh šířky dopravníku .....	28
3.2 Návrh délky dopravníku .....	28
3.3 Návrh výšky dopravníku .....	28
3.4 Návrh počtu válečků na dopravníku .....	28
3.5 Návrh pohonu na dopravníku .....	29
3.6 Návrh válečků na dopravníku .....	29
<b>4 Varianty řešení dopravníku .....</b>	<b>30</b>
4.1 Varianta A .....	30
4.2 Varianta B .....	31
<b>5 Vícekriteriální hodnocení .....</b>	<b>33</b>
<b>6 Popis rozpracované varianty.....</b>	<b>35</b>
<b>7 Kontrolní výpočty.....</b>	<b>36</b>
7.1 Návrh hnacích válečků .....	36
7.1.1 Upevnění válečků k dopravníku .....	37

7.1.2	Mezikus.....	38
7.1.3	Zatížení hnacích válečků.....	39
7.1.4	Výpočet výkonu hnacích válečků .....	41
7.2	Gravitační pohon dopravníku .....	42
7.2.1	Sklon dopravníku .....	42
7.3	Nepoháněné válečky.....	43
7.3.1	Upevnění nepoháněných válečků k dopravníku .....	44
7.3.2	Zatížení nepoháněného válečku .....	45
7.4	Kontrola šroubu .....	48
7.5	Kontrola čepu .....	49
<b>8</b>	<b>Konstrukce nůžkového mechanismu .....</b>	<b>53</b>
8.1	Natažený stav.....	53
8.2	Stažený stav .....	53
8.3	Zakřivení.....	54
<b>9</b>	<b>Konstrukce rámu .....</b>	<b>55</b>
9.1	Nosná část rámu .....	55
9.2	Výšková stavitelnost.....	55
9.3	Pojízdnost dopravníku .....	56
9.4	Úchyt na rámu .....	57
9.5	Drážka nůžkového mechanismu.....	57
9.6	Upevnění multikontroleru .....	58
9.7	Boční vedení .....	59
9.8	Koncová zarážka .....	60
9.9	Propojení s dalšími dopravníky .....	60
<b>10</b>	<b>Kabeláž a snímače .....</b>	<b>61</b>
10.1	Vedení kabelů.....	61
10.2	Snímače .....	61
<b>11</b>	<b>Závěr.....</b>	<b>62</b>
	<b>Seznam použité literatury .....</b>	<b>63</b>
	<b>Přílohy.....</b>	<b>65</b>

## Seznam obrázků

Obr. 1 – Gravitační válečkový dopravník [2] .....	21
Obr. 2 – Spojení veldlejších válečků řetězem [3] .....	22
Obr. 3 – Válečkový dopravník s pásem [4] .....	23
Obr. 4 – Hřídelový pohon [5] .....	23
Obr. 5 – Rollerdrive váleček [6] .....	24
Obr. 6 – Gravitační válečkový dopravník s proměnnou délkou [11] .....	25
Obr. 7 – Zakřivitelnost [12] .....	25
Obr. 8 – Poháněný válečkový dopravník s proměnnou délkou [8] .....	26
Obr. 9 – Zjednodušený model dopravníku varianty A .....	30
Obr. 10 – Zjednodušený model dopravníku varianty B.....	32
Obr. 11 – 3D model navrženého dopravníku.....	35
Obr. 12 – Technické informace hnacího válečku [13].....	36
Obr. 13 – Nabízené verze válečků RD [13].....	37
Obr. 14 – Zakončení válečku RD na straně bez kabelu [13] .....	37
Obr. 15 – Zakončení válečku RD na straně s kabelem [13] .....	38
Obr. 16 – dopravník od firmy FMH Conveyor [14] .....	38
Obr. 17 – Mezikus s šestihranným otvorem .....	39
Obr. 18 – Mezikus s otvorem pro šroub .....	39
Obr. 19 – Zatížení válečku RD .....	39
Obr. 20 – Uvolnění válečku RD .....	41
Obr. 21 – Sklon dopravníku.....	43
Obr. 22 – Technické informace nepoháněného válečku [16] .....	44
Obr. 23 – Rozměry nepoháněného válečku [16] .....	45
Obr. 24 – Zatížení nepoháněného válečku.....	46
Obr. 25 – Znázornění sil na hřídel válečku.....	47
Obr. 26 – Spojení válečku šroubem.....	48
Obr. 27 – Zatížení čepu v řezu.....	50
Obr. 28 – Zatížení čepu.....	50
Obr. 29 – Zatížení v rovině xy .....	51

---

Obr. 30 – Natažený nůžkový mechanismus .....	53
Obr. 31 – Stažený nůžkový mechanismus.....	54
Obr. 32 – Model nosné části rámu .....	55
Obr. 33 – profil 30x30 a T-matice [22] .....	55
Obr. 34 – Hvězdicový šroub pro zajištění polohy .....	56
Obr. 35 - Kolo s brzdou [26].....	56
Obr. 36 – Úchyt .....	57
Obr. 37 – Drážka nůžkového mechanismu .....	57
Obr. 38 – Base late [26] .....	58
Obr. 39 – Spojení multikontroléru s rámem .....	59
Obr. 40 – Boční vedení .....	59
Obr. 41 – Koncová zarážka.....	60
Obr. 42 – Propojení dopravníků .....	60
Obr. 43 – Vedení kabelů [28] .....	61

**Seznam tabulek**

Tab. 1 - Hodnocení variant .....	33
Tab. 2 - Popis hodnocení .....	33

## Seznam použitých značek a symbolů

$\alpha$	Úhel profilu závitu
$\beta$	Sklon dopravníku při plném natažení z minimální výšky rámu na maximální
$\mu$	Součinitel tření palety a válečků
$\pi$	Matematická konstanta, 3,14159 ...
$\sigma_{dt}$	Mez pevnosti v tahu
$\sigma_o$	Napětí v ohybu
$\sigma_{o\,dov}$	Dovolené napětí v ohybu
$\sigma_{RED}$	Redukované napětí dle Gusta
$\sigma_t$	Napětí šroubu v tahu
$\tau$	Napětí šroubu v krutu
$\tau_{dov}$	Dovolené napětí ve střihu
$\tau_{max}$	Maximální napětí ve střihu
$\varphi'$	Redukovaný třecí úhel
$\psi$	Úhel stoupání závitu
$\Sigma M_1$	Součet momentů působících na bod 1
$\Sigma F_x$	Součet sil působících ve směru osy x
$\Sigma F_y$	Součet sil působících ve směru osy y
$^{\circ}$	Stupeň, úhlová míra rovinného úhlu, vedlejší jednotka soustavy SI
$^{\circ}C$	Stupeň Celsia, jednotka teploty, odvozená jednotka soustavy SI
$B_{lož}$	Šířka ložiska
$B_{pal}$	Šířka palety
$C_{nep}$	Cena nepoháněného válečku jednořadého uspořádání
$C_{nep\,2}$	Cena nepoháněného válečku dvouřadého uspořádání
$C_{RD}$	Cena rollerdrive válečku jednořadého uspořádání

---

$C_{RD\ 2}$	Cena rollerdrive válečku dvouřadého uspořádání
$d$	Průměr čepu
$d'$	Návrhový průměr čepu
$d_2$	Střední průměr šroubu
$d_3$	Malý průměr šroubu
$d_v$	Průměr válečků
EL	Instalační délka válečků
$F$	Tangenciální síla
$F_G$	Zatížení na jeden váleček
$F_0$	Osová síla ve šroubu, předpětí
$F_T$	Třecí síla
$F_v$	Gravitační síla od hmotnosti válečku
$F_Z$	Obvodová síla otáčení matice
$f$	Součinitel smykového tření
$f_z$	Součinitel smykového tření na závitech
$g$	Gravitační zrychlení, $9,81\ ms^{-1}$
$H_{pal}$	Výška palety
$H_{max}$	Maximální výška dopravníku
$H_{min}$	Minimální výška dopravníku
ISO	Mezinárodní organizace pro normalizaci, International Organization for Standardization
$i_{nep}$	Počet nepoháněných válečků
$i_{nep\ 2}$	Počet nepoháněných válečků dvouřadého uspořádání
$i_{RD}$	Počet Rollerdrive válečků
$i_{RD\ 2}$	Počet Rollerdrive válečků dvouřadého uspořádání
$i_{rozt}$	Počet roztečí mezi válečky

---

---

$i'_{rozt}$	Návrhový počet roztečí mezi válečky
$i_{řad}$	Počet řad válečků
$i_{val}$	Počet válečků na dopravníku
$i_{zat}$	Počet zatížených válečků
Kč	Koruna česká, měnová jednotka České republiky
$k$	Koeficient bezpečnosti proti prokluzu
$kg$	Kilogram, základní jednotka hmotnosti soustavy SI
$k_s$	Koeficient statické bezpečnosti
$L$	Vzdálenost
$L_{max}$	Maximální délka dopravníku
$L_{min}$	Minimální délka dopravníku
$L_{pal}$	Délka palety
$L_{sklad}$	Skladovací délka dopravníku
$M_k$	Krouticí moment
$M_o$	Ohybový moment
$MPa$	Megapascal, odvozená jednotka tlaku, $10^6$ Pascalů
$m$	Hmotnost
$m$	metr, základní jednotka délky v soustavě SI
$m_{nep}$	Hmotnost nepoháněného válečku jednořadého uspořádání
$m_{nep\ 2}$	Hmotnost nepoháněného válečku dvouřadého uspořádání
$m_{pal}$	Hmotnost palety
$m_{předm}$	Hmotnost předmětu na paletě
$m_{RD}$	Hmotnost rollerdrive válečku jednořadého uspořádání
$m_{RD\ 2}$	Hmotnost rollerdrive válečku dvouřadého uspořádání
$mm$	milimetr, odvozená jednotka délky, jedna tisícina metru
$m/s$	metr za sekundu, odvozená jednotka rychlosti v soustavě SI

---



---

$N$	Newton, jednotka síly, odvozená jednotka v soustavě SI
$Nm$	Newton metr, jednotka momentu síly
$P$	Mechanický výkon
$P_h$	Stoupání závitu šroubu
$P_{sklad}$	Rozteč válečků při skladovací délce dopravníku
$P_{max}$	Maximální rozteč mezi válečky
$P'_{max}$	Návrhová maximální rozteč mezi válečky
$p$	Napětí v tlaku
$p_{dov}$	Dovolené napětí v tlaku
$R_1$	Reakční síla v bodě 1
$R_2$	Reakční síla v bodě 2
$R_e$	Mez kluzu
$RL$	Činná délka válečků, objednávací délka válečků
$RL_2$	Činná délka válečků, objednávací délka válečků dvouřadého uspořádání
$r_v$	Poloměr válečků
$S$	Plocha
SI	Système International, mezinárodně domluvená soustava jednotek fyzikálních veličin
$t$	Tloušťka prvku tvořící nůžkový mechanismus
$t'$	Návrhová tloušťka prvku tvořící nůžkový mechanismus
$U$	Vzdálenost mezi ložisky ve válečku
$v$	Rychlost palet na dopravníku
$v_x$	Vůle v nůžkovém mechanismu
$V$	Volt, jednotka elektrického napětí, odvozená jednotka v soustavě SI
$W$	Watt, jednotka výkonu, odvozená jednotka v soustavě SI
$W_o$	Průřezový modul v ohybu

---

---

$W_k$	průřezový modul v krutu
$X$	Délka drážky
$X_{max}$	Vzdálenost konce drážky od otvoru k upevnění nůžkového mechanismu
$X_{min}$	Vzdálenost začátku drážky od otvoru k upevnění nůžkového mechanismu
$x$	Pomocná vzdálenost pro výpočty
$\overline{x_A}$	Vážený průměr hodnocení varianty A
$\overline{x_B}$	Vážený průměr hodnocení varianty B
$z$	Délka plechu nůžkového mechanismu

## Slovník termínů

**Nůžkový mechanismus** je soubor mechanických prvků tvořící celek, který slouží k transformaci pohybu.

**Ovládací karta** je zařízení, které propojuje jednotlivé prvky a na základě elektronických impulsů řídí jejich činnost.

**Převodový poměr** je hodnota poměru rychlostí otáčení dvou propojených prvků.

**Senzor (snímač)** je součástka, která umožňuje měřit určitou fyzikální nebo technickou veličinu a převádí ji na jiný signál, který je následně možné zpracovat v řídicích systémech.

**Technologické operace** jsou činnosti, které jsou prováděny na předmětu za účelem zlepšení nebo změny jeho vlastností.

## Úvod

Válečkové dopravníky jsou stroje, které slouží k přepravě kusového materiálu. Nosnými prvky těchto dopravníků jsou stabilní nebo přemístitelné rámy. Mezi rámy jsou umístěné otočné válečky kolem svých čepů nebo hřídelů. Tyto dopravníky jsou, nejen pro svou jednoduchou konstrukci, ale i pro spolehlivý a rychlý transport objektů, v oblasti průmyslu hojně využívány.

Dopravníky s proměnnou délkou a zakřivením slouží především tam, kde se místo nákladu popřípadě výkladu přepravovaných objektů v rámci pracoviště mění. Funkcí těchto dopravníků je zjednodušení složitých dopravních tratí s komplikovanými prvky, jako jsou např. křižovatky, oblouky, točny, větvení a jejich náročné řízení.

Cílem mé práce je navrhnout dopravník, který je jednoduše představitelný do zvoleného tvaru trati. Dopravník, který se bude skládat z hnacích i hnaných válečků, nosných rámu a mechanismu, který umožní nejen délkovou flexibilitu dopravníku, ale i jeho zakřivení.

# 1 Rešerše

## 1.1 Obecné rozdělení dopravníků

a) Základní dopravníky bez tažného elementu:

- šnekové,
- spirálové,
- válečkové,
- vibrační,
- spádové,
- pneumatické.

b) Základní dopravníky s tažným elementem:

- řetězové,
- pásové,
- korečkové,
- podvěsné.

Ve své práci se dále budu zabývat pouze dopravníky válečkovými.

## 1.2 Válečkové dopravníky

Válečkové dopravníky jsou zařízení, která pomocí rotace soustavy válečků slouží k dopravě kusových předmětů v dostatečné velikosti, aby nehrozilo jejich propadnutí mezi válečky. Typickým znakem dopravníkových válečků je řada válečků otočných kolem svých čepů nebo hřídelí, uložených ve stabilních nebo přemístitelných rámech.

Pokud je třeba dopravovat předměty, u kterých hrozí propadnutí, nebo by na rovných válečcích poskakovali, je nutné jejich uložení do krabic či na palety. Předmětům, jejichž minimální rozměr je větší než dvojnásobek osové vzdálenosti sousedních válečků, nehrozí propadnutí.

Předměty na válečkových dopravnících jsou uváděny do pohybu rotací válečků na dopravníku, tzv. dopravníky poháněné, nebo působením síly přímo na dopravovaný předmět, což jsou dopravníky nepoháněné.

K využití pohybu předmětů vlastní gravitací, je nutné výšky válečků dopravníku vůči zemi odstupňovat. Pokud síla působí na obvod či hřidel válečků, které uvede do rotace, začnou se předměty po dopravníku pohybovat [1].

Uplatnění dopravníků je široké. Není to pouze tam, kde je potřeba přepravovat velké množství předmětů, ale i na místech, kde je nutné zajistit transport předmětů v pravidelných intervalech.

### 1.2.1 Dopravníky nepoháněné

Dopravníky nepoháněné se vyznačují svou jednoduchou konstrukcí. V praxi se využívají dopravníky s válečky uloženými ve vodorovné nebo nakloněné rovině tzv. gravitační. Gravitační dopravníky jsou nejčastějším typem nepoháněných dopravníků (Obr. 1). Ke správné funkci nepoháněných dopravníků je mimo spojovacích prvků potřeba pouze válečků a nosného rámu, který válečky drží ve zvolené poloze.

Gravitační dopravníky jsou výhodné především pro svou nízkou cenu. Ke správnému pohybu přepravovaného předmětu je zapotřebí vhodně nastavit sklon válečkového dopravníku, čímž je zajištěn plynulý transport přepravovaného předmětu po dráze dopravníku. Sklon dopravníků se volí v rozmezí  $1,5^\circ$  až  $5^\circ$ , na základě váhy přepravovaného objektu, dále jeho tvaru a materiálu se kterým je předmět v kontaktu s válečky.



Obr. 1 – Gravitační válečkový dopravník [2]

Dopravníky s tratí ve vodorovné poloze, bez pohonu motorem, potřebují k dosažení pohybu předmětu zásah z vnějšku. Jedná se o ruční posuv nebo použití jiného mechanismu, který bude předměty po dráze posunovat.

### 1.2.2 Dopravníky poháněné

Poháněné dopravníky jsou konstrukčně složitější. Je nutné do nich zakomponovat motory s dalšími prvky, které přenesou pohyb z motoru na válečky dopravníku.

V následujících bodech se budu zabývat možnostmi přenosu pohybu z motoru, pohánějícího dopravník, na válečky.

- **Přenos pohybu řetězem**

Pro přenos pohybu z motoru na válečky pomocí řetězu je klíčová tvarová vazba mezi řetězovým kolem a řetězem. Tato vazba je pro přenos pohybu z motoru vysoce účinná a je vhodná pro přenos vysokých krouticích momentů. Z tohoto důvodu je použití řetězu vhodné pro přepravu středně těžkých a těžkých předmětů.

Spojení řetězu s válečky může být dvojí. Spojení jednoho dlouhého řetězu, který pohání všechny válečky na dopravníku, nebo spojení vždy dvou sousedních válečků jednotlivými řetězy. Při spojení sousedních válečků, viz Obr. 2, musí být jedna z řetězových smyček napojena přímo na motor.



Obr. 2 – Spojení veldlejších válečků řetězem [3]

Použití řetězových smyček je výhodné především pro jejich levnou výměnu na rozdíl od výměny jednoho dlouhého řetězu, který by spojoval všechny válečky.

- **Přenos pohybu řemenem**

Přenos sil z motoru na válečky pomocí řemene se realizuje vedením jednoho řemene přes všechny válečky nebo spojením sousedních dvou válečků,

Řemen přenáší síly z motoru bez tvarové vazby, pouze třením. Tento přenos síly je na rozdíl od vazby tvarové méně účinný. Z tohoto důvodu je přenos pohybu z motoru na válečky prostřednictvím řemene vhodné využívat pouze pro transport lehkých předmětů. Nízkou účinnost tohoto přenosu můžeme zvýšit použitím ozubeného řemene, který je

s válečky spojen také tvarovou vazbou. Na rozdíl od řetězů je potřeba řemen více předeprnout, což vede k většímu namáhání válečků.

- **Přenos pohybu pásem**

Při zachování koncepce válečkového dopravníku, lze k pohonu válečků použít pás, umístěný pod válečky viz Obr. 3. Pás je pomocí kladek přitlačován zespod válečků, kdy pomocí tření uvádí válečky do pohybu. V praxi jsou využívány pásy přibližně poloviční šíře délky válečků.

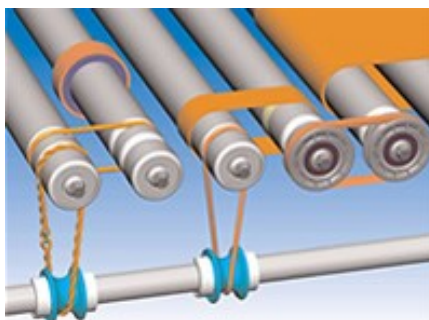


Obr. 3 – Válečkový dopravník s pásem [4]

Třecí vazba, jak jsem již zmínil, je oproti vazbě tvarové, z hlediska přenosu sil, méně účinná. Z toho důvodu je pás používán k pohánění válečků pouze v případě, kdy není potřeba přenášet velké síly, tedy pro přepravu předmětů s malou hmotností.

- **Přenos pohybu hřídelí**

U tohoto typu přenosu se k pohonu válečků využívají různé typy řemínků, které jsou uváděny do pohybu hřídelí napojenou na motor, viz Obr. 4.



Obr. 4 – Hřídelový pohon [5]

Hřídelového pohonu se opět využívá především pro transport objektů s menší hmotností, jelikož, jsou válečky s hřídelí spojeny pouze třecí vazbou, což, jak jsem již uvedl, je z hlediska přenosu sil málo účinné.



- **Přenos pohybu samostatně poháněnými válečky**

Samostatně poháněné válečky mají zabudovaný motor přímo v těle válečku, viz Obr. 5. Tento takzvaný Rollerdrive váleček je pak možné propojit pro přenos pohybu s dalšími válečky způsoby, které byly popsány v předcházejících bodech kapitoly 1.2.2.



Obr. 5 – Rollerdrive váleček [6]

Dopravník využívající těchto válečků je tvořen různým počtem válečků hnacích a hnaných, které se v pravidelných intervalech opakují po celé délce dopravníku.

Mezi výhody tohoto typu pohonu patří především možnost propojení poháněných válečků ovládací kartou. Poháněné válečky jsou nezávisle na sobě ovládány a řídí tak pohyb objektů na dopravníku. Tohoto pohonu je využíváno především k provádění různých technologických operací na přepravovaných objektech po dráze dopravníku.

Rollerdrive válečky dokáží svým nastavitelným zapínáním a vypínáním regulovat pohyb předmětů na dopravníku. Při kombinaci hnacích válečků se senzory umístěnými na dopravníku může ovládací karta vyhodnotit, zda se na dopravníku něco nachází či ne a regulovat tak činnost válečků. Tímto způsobem lze šetřit energií, čímž lze vyvážit vyšší pořizovací náklady hnacích válečků.

### 1.3 Válečkové dopravníky s proměnnou délkou

V současné době existuje řada zahraničních firem, které na svých stránkách nabízí válečkové dopravníky s proměnnou délkou a zakřivením. Tyto dopravníky jsou nabízeny pod názvem *flexible conveyors* a nabízí je např. firmy: Cisco-Eagle, Conveyor units, Flexible conveyors, OCM a Ocon [7],[8],[9],[10]. V České republice prozatím není firma, která by tento typ válečkového dopravníku nabízela.

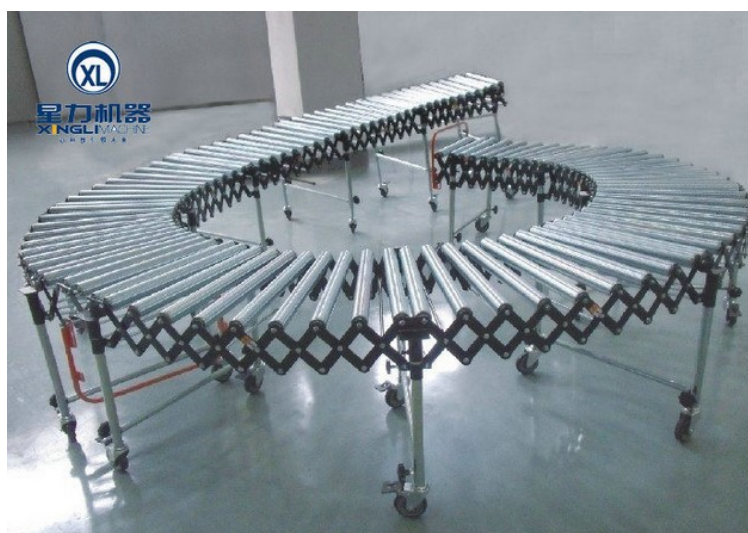
### 1.3.1 Nepoháněné válečkové dopravníky s proměnnou délkou

Většina firem nabízí zakřivitelné válečkové dopravníky s proměnnou délkou bez možnosti pohonu. Tyto dopravníky jsou pak díky výškově stavitelným rámcům používány jako gravitační, viz Obr. 6.



Obr. 6 – Gravitační válečkový dopravník s proměnnou délkou [11]

Jak je vidět na Obr. 7, tak tyto dopravníky, umožňují velký rozsah zakřivení dopravníku. Toto zakřivení je možné především při použití velkého počtu válečků na dopravníku.



Obr. 7 – Zakřivitelnost [12]

### 1.3.2 Poháněné válečkové dopravníky s proměnnou délkou

Poháněné zakřivitelné válečkové dopravníky jsou poháněny pomocí řemenů, viz Obr. 8. Tyto dopravníky bývají poháněny větším počtem motorů umístěných v rámech dopravníků. Zahraniční firmy bohužel nebyly ochotny komunikovat a z dostupných informací není zřejmé, jak mají tyto firmy zajištěné napnutí řemenů.



Obr. 8 – Poháněný válečkový dopravník s proměnnou délkou [8]

## 2 Požadavkový list

### 2.1 Požadované parametry

- Válečkový dopravník na transport europalet
- Hmotnost objektů na paletách do 15 kg
- Možnost délkového natažení a zakřivení dopravníku
- Zajistit mobilitu dopravníku
- Výškově stavitelný rám
- Zabezpečení objektů proti pádu z dopravníku
- Hmotnost a cenu dopravníku minimalizovat
- Šířka dopravníku - dle europalety
- Délka dopravníku – 3 (nebo méně) ÷ 5 m
- Rychlost dopravy - do 1 m/s

### 2.2 Požadavky na použití

- Teplota pracoviště - 20 ÷ 40°C
- Prašnost prostředí - malá.

### 3 Základní návrh parametrů dopravníku

Pro výpočet a následný návrh jednotlivých částí dopravníků je nejprve třeba mít přibližnou představu o hlavních parametrech dopravníku. Tyto parametry se mohou v průběhu práce na základě výpočtů měnit.

#### 3.1 Návrh šířky dopravníku

Válečkový dopravník je určen na přepravu europalet, které mají rozměry:

$$\text{Šířka} \quad B_{pal} = 800 \text{ mm}$$

$$\text{Délka} \quad L_{pal} = 1200 \text{ mm}$$

$$\text{Výška} \quad H_{pal} = 144 \text{ mm}$$

Pro návrh dopravníku je především podstatná šířka palety – 800 mm. Kvůli možnému zatočení dopravníku byla zvolena činná délka válečků na dopravníku:

$$\text{Činná délka válečků} \quad RL = 1000 \text{ mm}$$

#### 3.2 Návrh délky dopravníku

Funkční délka dopravníku je dle zadání proměnná a to od  $L_{min} = 3000 \text{ mm}$  do  $L_{max} = 5000 \text{ mm}$ .

#### 3.3 Návrh výšky dopravníku

Výška tratě je stavitelná a to od  $H_{min} = 850 \text{ mm}$  až na  $H_{max} = 1250 \text{ mm}$ .

#### 3.4 Návrh počtu válečků na dopravníku

Z hlediska stability je potřeba, aby přepravovaný objekt byl vždy alespoň na dvou válečcích. Vzhledem k velkým rozměrům palety bylo zvoleno použití minimálně tří válečků. Z délky přepravovaného objektu a zvoleného minimálního počtu válečků pod dopravovaným předmětem vyplývá maximální rozteč válečků (1). Z tohoto výpočtu je možné dopočítat minimální počet válečků pro dopravník o délce 5000 mm (2). Rozteč je vzdálenost mezi středy sousedních válečků, počet válečků je tedy vždy o jeden větší než počet roztečí. Dále je pro návrh dopravníku potřeba rozteč zaokrouhlit na nejbližší vyšší celé číslo.

$$P'_{max} = \frac{L_{pal}}{3} = \frac{1200}{3} = 400 \text{ mm} \quad (1)$$

$$i'_{rozt} = \frac{L_{max}}{P'_{max}} = \frac{5000}{400} = 12,5 \quad (2)$$

Po zaokrouhlení je potřeba minimálně 14 válečků. Na mnou navrhovaný dopravník bylo použito 19 válečků pro lepší rozložení váhy na válečky, plynulejší pohyb po trati, pro větší možný poloměr zaoblení dopravníku a návaznost na další stejné dopravníky.

### 3.5 Návrh pohonu na dopravníku

Z důvodu umožnění prodloužení, ale především kvůli možnosti zatočení dopravníku, není vhodné volit klasický řetězový pohon ani pohon pomocí hřídele a řemínek. Z těchto důvodů byl zvolen pohon pomocí válečků Rollerdrive.

Pro zajištění plynulého chodu bylo zvoleno, že každý třetí váleček je poháněný. Zbylé válečky jsou pro snížení ceny nepoháněné. Po nepoháněných válečkách se palety pouze pohybují a rozkládají na ně svou váhu.

### 3.6 Návrh válečků na dopravníku

Poháněné válečky byly zvoleny od firmy Interroll, které dodávají válečky pouze v průměrech:

- 1) Ø50 a tloušťku pláště 1,5 mm
- 2) Ø51 s tloušťkou pláště 2 mm

Firma Interroll dovoluje použít hnací válečky, které nepohání jiné válečky, až do zatížení 1100 N. Na přepravu předmětů dle zadání je toto zatížení více než dostačující. Proto volím válečky o průměru  $d_v = 50 \text{ mm}$ . Dále bylo při výběru válečků přihlíženo na maximální povolenou rychlost válečků, která je dle zadání  $v = 1 \text{ ms}^{-1}$ . Z hlediska snížení ceny byla zvolena rychlost  $v = 0,98 \text{ ms}^{-1}$  jako dostačující. Předběžně byly zvoleny hnací válečky RollerDrive EC310 s převodovým poměrem 16:1.

Nepoháněné válečky byly použity stejného průměru od téže firmy.

## 4 Varianty řešení dopravníku

Pro splnění zadání je možné použít jednořadé či víceřadé uspořádání válečků na dopravníku. Byly navrženy možné zjednodušené varianty popsané v podkapitolách 4.1 a 4.2. Na základě porovnání obou variant a následného vyhodnocení, která z nich je pro mnou navrhovaný dopravník výhodnější, je v této bakalářské práci rozpracována nejlepší varianta.

Dopravník obou navržených variant má parametry, ze kterých bylo vycházeno při prvotním návrhu. Z tohoto důvodu se některé parametry mohou od těch uvedených v kapitole 4 lišit. Jelikož jsou však obě varianty navrženy se stejnými výchozími parametry, tak to má na porovnání variant zanedbatelný vliv.

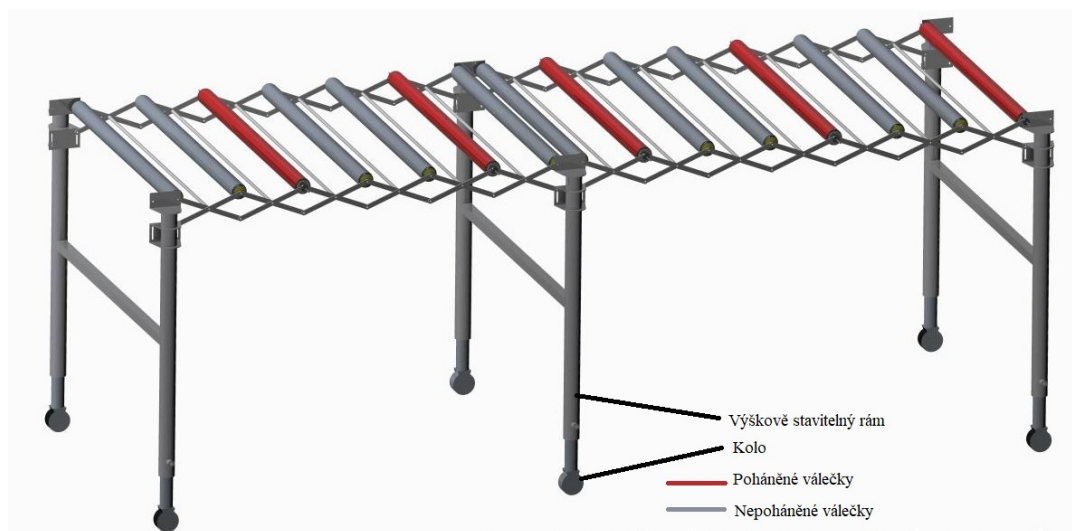
### 4.1 Varianta A

Tato varianta byla navržena s jednořadým uspořádáním válečků, viz Obr. 9, s činnou šířkou  $RL = 1000 \text{ mm}$ . Počet hnacích válečků roller drive je ze známého počtu všech válečků ( $i_{val} = 15$ ) a při zvolení každého třetího válečku poháněného:

$$i_{RD} = \frac{i_{val}}{3} = \frac{15}{3} = 5 \quad (3)$$

$$i_{nep} = i_{val} - i_{rd} = 15 - 5 = 10 \quad (4)$$

Bylo zvoleno pět hnacích válečků a zbylých deset nepoháněných.



Obr. 9 – Zjednodušený model dopravníku varianty A

Cena nepoháněného válečku  $C_{nep} = 492 \text{ Kč}$

Hmotnost nepoháněného válečku  $m_{nep} = 3,8 \text{ kg}$

Cena poháněného válečku  $C_{RD} = 4520 \text{ Kč}$

Hmotnost nepoháněného válečku  $m_{RD} = 2,75 \text{ kg}$

Celková cena válečků:

$$i_{nep} \cdot C_{nep} + i_{RD} \cdot C_{RD} = 10 \cdot 492 + 5 \cdot 4520 = 27520 \text{ Kč} \quad (5)$$

Celková hmotnost válečků:

$$i_{nep} \cdot m_{nep} + i_{RD} \cdot m_{RD} = 10 \cdot 3,8 + 5 \cdot 2,75 = 51,95 \text{ kg} \quad (6)$$

## 4.2 Varianta B

Pro tuto variantu bylo použito dvouřadé uspořádání válečků, viz Obr. 10, což znamená, že na každé hřídeli jsou vždy dva válečky s mezerou  $10 \text{ mm}$  uprostřed dopravníku. Pro zachování stejných rozměrů s předešlou variantou byly zvoleny válečky s činnou délkou:

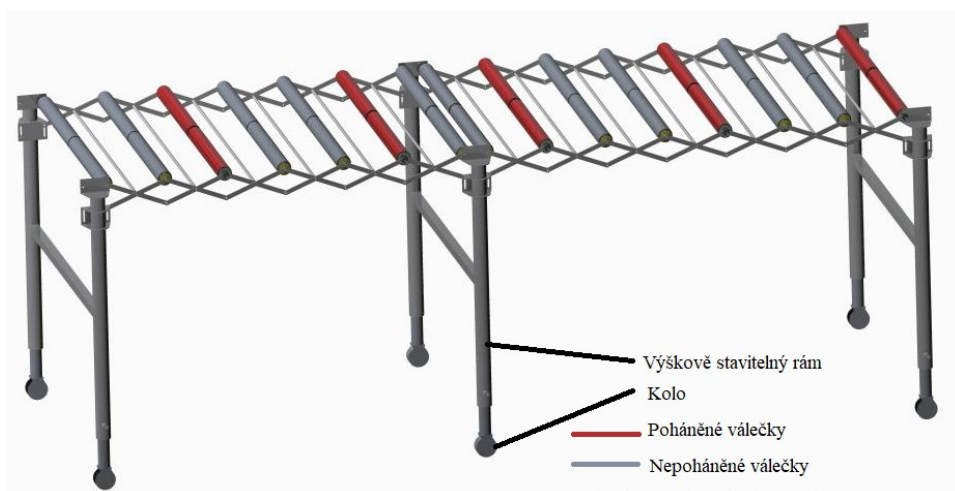
$$RL_2 = \frac{1000 - 10}{2} = 495 \text{ mm} \quad (7)$$

Použití více řad válečků umožňuje lepší řízení pohybu přepravovaných předmětů především v zatáčkách. Se zvětšením mezery, neboli se zkrácením válečků, je možné docílit nižší hmotnosti válečků a tedy celého dopravníku. Snížení délky válečků by však mohlo vést ke snížení stability přepravovaného objektu.

$$i_{RD2} = \frac{i_{val}}{3} \cdot i_{rad} = \frac{15}{3} \cdot 2 = 10 \quad (8)$$

$$i_{nep2} = i_{val} \cdot i_{rad} - i_{RD2} = 15 \cdot 2 - 10 = 20 \quad (9)$$





Obr. 10 – Zjednodušený model dopravník varianty B

Cena nepoháněného válečku  $C_{nep\ 2} = 313\ K\check{c}$

Hmotnost nepoháněného válečku  $m_{nep\ 2} = 2\ kg$

Cena poháněného válečku  $C_{RD\ 2} = 4299\ K\check{c}$

Hmotnost nepoháněného válečku  $m_{RD\ 2} = 1,5\ kg$

Celková cena válečků:

$$i_{nep\ 2} \cdot C_{nep\ 2} + i_{RD\ 2} \cdot C_{RD\ 2} = 20 \cdot 313 + 10 \cdot 4299 = 49\ 250\ K\check{c} \quad (10)$$

Celková hmotnost válečků:

$$i_{nep\ 2} \cdot m_{nep\ 2} + i_{RD\ 2} \cdot m_{RD\ 2} = 20 \cdot 2 + 10 \cdot 1,5 = 55\ kg \quad (11)$$

## 5 Vícekriteriální hodnocení

Tab. 1 - Hodnocení variant

Parametr	Váha parametru	Varianta A	Varianta B
Cena	4	3	1
Hmotnost	3	2	2
Plynulost pohybu předmětu po dopravníku	1	2	4
Náročnost montáže	1	3	2

Tab. 2 - Popis hodnocení

Hodnocení	Význam
0	Velmi špatné
1	Špatné
2	Průměrné
3	Dobré
4	Velmi dobré

Vážený průměr výsledků jednotlivých variant:

$$\bar{x}_A = \frac{3 \cdot 4 + 2 \cdot 3 + 2 \cdot 1 + 3 \cdot 1}{4 + 3 + 1 + 1} = \frac{23}{9} = 2,56 \quad (12)$$

$$\bar{x}_B = \frac{1 \cdot 4 + 2 \cdot 3 + 4 \cdot 1 + 2 \cdot 1}{4 + 3 + 1 + 1} = \frac{16}{9} = 1,78 \quad (13)$$

Jak je vidět v Tab. 1, obě varianty byly hodnoceny podle čtyř různých parametrů, známkami od 0 do 4, jejichž význam je objasněn v Tab. 2.

Celková cena a hmotnost dopravníku byly pro účely porovnání variant redukovány pouze na cenu a hmotnost válečků, jelikož zbylé komponenty jako jsou rám, kola, spojovací materiál a další části jsou v obou variantách téměř shodné.

Variantě A byla při hodnocení ceny udělena známka 3, jelikož je tato varianta oproti druhé levnější o téměř 22 000,- Kč, což je v rámci ceny dopravníku velká částka. Z tohoto důvodu byla varianta B ohodnocena pouze známkou 1. Jelikož minimalizace nákladů je jedním z požadavků na konstrukční návrh tohoto dopravníku, byla parametru *cena* udělena váha 4.

Dalším hodnoceným parametrem je hmotnost. Rozdíl hmotností navržených variant je malý, a proto byla oboum variantám udělena stejná známka a to známka 2. Snížení hmotnosti je rovněž jedním z hlavních cílů této bakalářské práce, avšak z mého pohledu méně podstatný než cena. Váha parametru *hmotnost* je tedy 3.

U dalších dvou parametrů - *Plynulost pohybu předmětu po dopravníku* a *Náročnost montáže* - byla zvolena váha 1, jelikož tyto parametry nejsou v zadání bakalářské práce určeny jako klíčové.

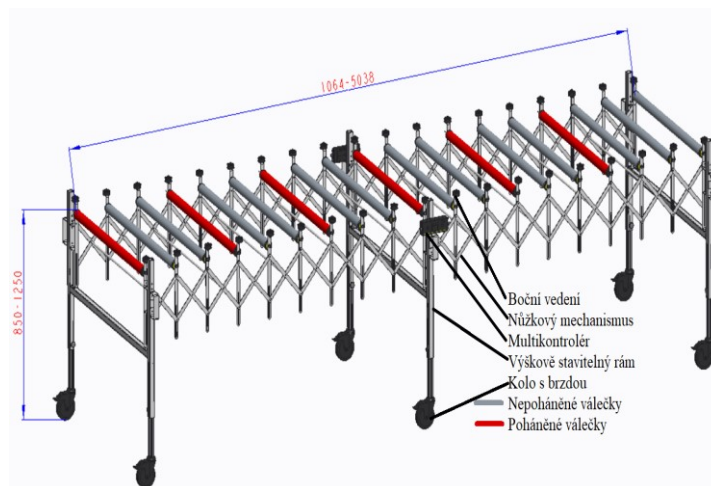
U dvouřadého uspořádání je možné řídit rychlost jednotlivých válečků nezávisle na sobě, což umožňuje plynulejší projetí dopravovaných předmětů v zatáčkách. Z tohoto důvodu byla varianta B v parametru *Plynulost pohybu předmětu po dopravníku* ohodnocena známkou 4, zatímco varianta A známkou 2.

Varianta B je s větším počtem dílů náročnější na montáž, z tohoto důvodu byla v posledním hodnoceném parametru ohodnocena číslem 2. Variantě A byla udělena známka 3.

Varianty, ve výše uvedených kritériích, byla vyhodnocena na základě výsledků váženého průměru, ve kterém vyšlo  $\bar{x}_A > \bar{x}_B$ , což mnou zvolenou stupnicí znamená, že lepší je varianta A. K detailnímu rozpracování je tedy pro tuto bakalářskou práci zvolena varianta dopravníku s jednořadým uspořádáním válečků.

## 6 Popis rozpracované varianty

Vybraná varianta dopravníku s jednořadým uspořádáním válečků je ve zbytku této práce detailně rozpracována. 3D model navrhovaného dopravníku, viz Obr. 11, byl vytvořen v programu *Creo*. Na základě modelu byly vytvořeny sestavné výkresy dopravníku, rámu a podstavů nůžkového mechanismu a výrobní výkres táhla nůžkového mechanismu.



Obr. 11 – 3D model navrženého dopravníku

Červeně vyznačené válečky znázorňují hnací válečky Rollerdrive, zatímco válečky šedé reprezentují válečky nepoháněné řady 1700. Popis válečků a kontrolní výpočty, na jejichž základě byly zvoleny konkrétní typy válečků, jsou rozepsány v kapitole 7. Oba typy válečků jsou s nůžkovým mechanismem spojeny pomocí mezikusů, viz podkapitola 7.1.2.

Nůžkový mechanismus umožňuje délkovou natažitelnost a zakřivitelnost jeho rozměry jsou popsány v kapitole 8. Mechanismus je připojen k nosným ráům dopravníku viz kapitola 9.

Mobilita dopravníku je zajištěna pomocí kol s brzdou upevněných k rámu. S dopravníkem lze snadno pohybovat pomocí mnou navržených úchytů z boku ráamů.

Boční vedení, které zabraňuje pádu přepravovaných palet, je zajištěno pomocí kladek upevněných na mezikusech z boku každého z válečků. Pád předmětu na konci dopravníku je zajištěno řízením hnacích válečků pomocí multikontroléru a koncovou zarážkou, viz podkapitola 9.8.

Dopravník je možné rozšířit spojením více dopravníků, k čemuž slouží mnou navržený spojovací prvek, viz podkapitola 9.9.

## 7 Kontrolní výpočty

### 7.1 Návrh hnacích válečků

Firma Interroll, od které byly válečky použity, nabízí dva druhy hnacích válečků a to RollerDrive EC310 a RollerDrive EC310 IP66. Rozdíl mezi těmito válečky je v tom, že typ IP66 je utěsněn a je možné jej tedy použít i v prašném či vlhkém prostředí. Z požadavkového listu je však patrné, že pro tuto aplikaci postačí typ EC310. Jak již v této práci bylo uvedeno, tak ze dvou nabízených průměrů byly zvoleny ocelové válečky s průměrem 50 a tloušťkou stěny válce 1,5 mm. Technické informace zvoleného typu válečku viz Obr. 12.

#### Technical data

General technical data	
Mechanical power	32 W (at ambient temperature of 20 °C)
Max. noise emission (mounted)	55 dB(A), application-dependent
Possible static load capacity	350 N – for design with drive head (for PolyVee, round or toothed belt) 1100 N – for design without drive head
Motor shaft	11 mm HEX, thread M12 x 1
Length of motor cable	0.48 m
Electrical data	
Rated voltage	24 V DC
Rated current	Approx. 2 A
Starting current	Approx. 4 A
Protection rate	IP54
Anti-static version	Yes (< 10 <sup>-6</sup> Ω)
Dimensions	
Tube diameter/wall thickness	50 x 1.5 mm; 51 x 2 mm
Max. reference length	1500 mm
Ambient conditions	
Ambient temperature in operation	0 to +40 °C
Ambient temperature during transport and storage	-30 to +75 °C
Material	
Tube	Stainless steel, zinc-plated steel, chrome-plated steel, aluminum
Motor shaft	Stainless steel
Tube sleeving	PVC sleeve 2 mm, 5 mm PU sleeve 2 mm Lagging 2 to 5 mm Tapered elements

Obr. 12 – Technické informace hnacího válečku [13]

Firma nabízí 9 typů hnacích válečků s převodovými poměry od 9:1, který vyvine rychlost až 1,75 ms<sup>-1</sup>, až po 96:1, který je vhodný pro rychlosti pouze do 0,16 ms<sup>-1</sup>, viz Obr. 13 [13]. Na základě potřebné rychlosti byl předběžně zvolen typ s převodovým poměrem 16:1.

**Design versions**

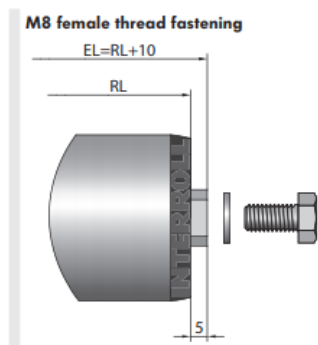
Gear ratio	Max. conveyor speed [m/s]	Rated torque [Nm]	Startup torque [Nm]	Zero motion hold [Nm]
9 : 1	1.75	0.45	1.10	0.36
12 : 1	1.31	0.61	1.46	0.48
16 : 1	0.98	0.81	1.95	0.64
20 : 1	0.79	1.01	2.44	0.80
24 : 1	0.65	1.21	2.92	0.96
36 : 1	0.44	1.82	4.38	1.44
48 : 1	0.33	2.42	5.85	1.92
64 : 1	0.25	3.23	7.80	2.56
96 : 1	0.16	4.84	11.69	3.84

Obr. 13 – Nabízené verze válečků RD [13]

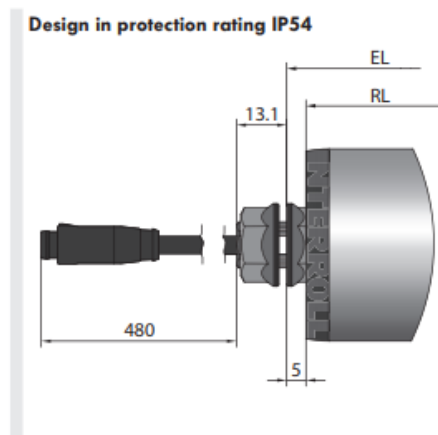
**7.1.1 Upevnění válečků k dopravníku**

Mnou navržený dopravník nemá sousední válečky propojeny a tak byl zvolen konec válečku bez jakýchkoliv drážek pro řemeny, které by přenášely výkon na další válečky. Připojení je zajištěno pomocí šroubu M8, který se zašroubuje do hřídele válečku, která je opatřena vnitřním závitem viz Obr. 14. Druhý konec je bez možnosti volby pevně stanovený firmou Interroll, typ konce viz Obr. 15.

Na základě informací uvedené v katalogu od firmy Interroll [13] je třeba hnací válečky umístit pevně, aby nedocházelo k protáčení kabelu, který vede do válečku. Aby nebyla omezena funkčnost nůžkového mechanismu, a hnací válečky mohli být pevně upevněny, tak je zapotřebí použít mezikus. Tento mezikus se připevní z vnitřní strany nůžkového mechanismu a z boku k válečkům. K použití mezikusu jsem byl inspirován dopravníkem BestFlex Roller od firmy FMH Conveyor [14] viz Obr. 16.



Obr. 14 – Zakončení válečku RD na straně bez kabelu [13]



Obr. 15 – Zakončení válečku RD na straně s kabelem [13]



Obr. 16 – dopravník od firmy FMH Conveyor [14]

### 7.1.2 Mezikus

Stranu hnacího válečku, ze které vede kabel, je třeba vložit do šestihránného otvoru o velikosti 12,7 mm. Tento rozměr byl odměřen v programu *Creo*. Model hnacího válečku byl stažen z internetových stránek firmy Interroll v sekci CAD service.

Druhá strana hnacího válečku a obě strany nepoháněných válečků jsou připevněny pomocí šroubu M8 k vnitřnímu závitu na konci válečků. Z tohoto důvodu je tedy třeba použít dva mezikusy – jeden s šestihránným otvorem viz Obr. 17 a druhý s dírou pro šroub viz Obr. 18.



Obr. 17 – Mezikus s šestihranným otvorem



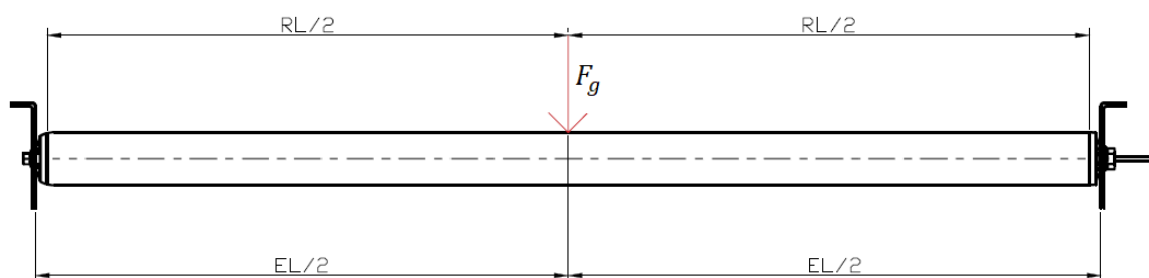
Obr. 18 – Mezikus s otvorem pro šroub

Rozměry drážky a vzdálenost prostředního otvoru od drážky je stejná jako na rámu. Tyto rozměry jsou vypočteny v kapitole 8. Otvor k upevnění válečků je od středního otvoru vzdálený 50mm, tato hodnota byla zvolena. Nad otvorem pro upevnění válečků je plech ohnutý do pravého úhlu. Na tuto část se umístí kladky, které slouží, jako boční vedení viz podkapitola 9.7.

### 7.1.3 Zatížení hnacích válečků

- **Rozložení hmotnosti působící na váleček**

Pro zjednodušení se uvažuje, že se palety pohybují ve středu dopravníku. Jak již bylo zmíněno, tak po dopravníku se přepravují palety, jelikož není znám typ předmětu, který bude na paletách přepravován, je těžiště předmětu myšleno uprostřed palety, viz Obr. 19. Po zavedení zjednodušení je tedy dopravník zatížen po obou stranách rovnoměrně.



Obr. 19 – Zatížení válečku RD

Největší zatížení připadá na válečky při maximálním natažení. Zatížení na jeden váleček je pak dáno hmotností přepravovaného objektu a palety a počtem válečků pod ní. Hmotnost palety závisí na aktuální vlhkosti dřeva. Na paletách budou předměty o maximální celkové hmotnosti do 15 kg. Pro výpočet reakcí je třeba počítat s největší možnou váhou palety i dopravníku, viz rovnice (14).



Hmotnost palety:  $m_{pal} = 22 \div 24 \text{ kg}$

$$m = m_{předm} + m_{pal} = 15 + 24 = 39 \text{ kg} \quad (14)$$

V podkapitole 8.1 a 8.2 jsou navrženy rozměry:  $z = 320 \text{ mm}$  a  $x_{min} = 160 \text{ mm}$ . Z těchto rozměrů vyplývá rozteč válečků při maximálním natažení:

$$P_{max} = \sqrt{z^2 - x_{min}^2} = \sqrt{320^2 - 160^2} = 277,13 \text{ mm} \quad (15)$$

Na délku palety  $L_{pal} = 1200 \text{ mm}$  pak připadá počet válečků, na kterou se váha rozkládá:

$$i_{zat} = \frac{L_{pal}}{P_{max}} = \frac{1200}{277,13} \cong 4,33 = 4 \quad (16)$$

Váha přepravovaného objektu s paletou se tedy rozloží na 4 válečky. Jelikož každý třetí váleček na dopravníku byl zvolen jako hnací, tak z předchozího výpočtu vyplývá, že pod každou paletou bude minimálně jeden hnací váleček.

Váha přepravovaného břemene na jeden váleček je pak tedy

$$F_g = \frac{m}{i_{zat}} \cdot g = \frac{39}{4} \cdot 9,81 = 95,65 \text{ N} \quad (17)$$

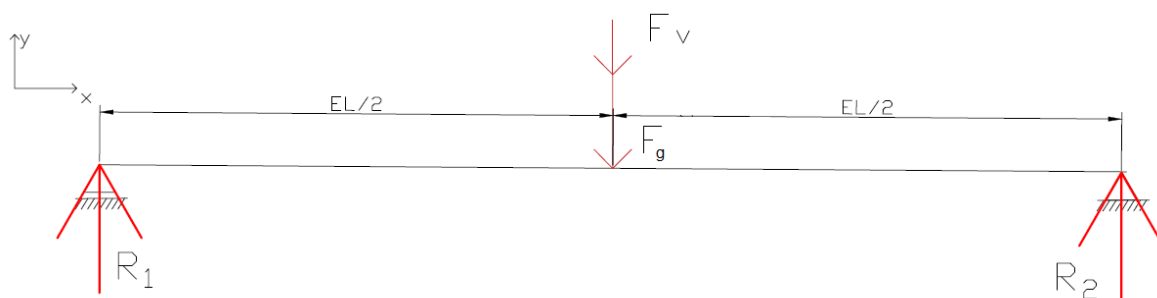
Válečky Rollerdrive bez hlavy, která by přenášela výkon na další válečky, dokáží snést zátěž až 1100 N [13]. Zatížení od přepravovaného objektu je tedy dostatečně malé a tento typ válečku je možné použít.

## • Reakce

Pohony RollerDrive nemají průběžnou hřídel. Jsou uchyceny pomocí pevně uchycených osových čepů. [15] Pro hnací válečky tedy není možné počítat zatížení ani průhyb hřídele.

Pro výpočet reakcí v mezikusech, které váleček podpírají, je zahrnuta mezi akční síly i vlastní tíha celého válečku, která je dle cenové nabídky od Interrollu  $m_{RD} = 2,75 \text{ kg}$ .

$$F_v = m_{RD} \cdot g = 2,75 \cdot 9,81 = 26,98 \text{ N} \quad (18)$$



Obr. 20 – Uvolnění válečku RD

Reakční síly jsou dle statické rovnováhy, viz Obr. 20:

$$EL = RL + 10 = 1000 + 10 = 1010 \text{ mm} \quad (19)$$

$$\sum F_x = 0 \quad (20)$$

$$\sum F_y = R_1 - F_v - F_g + R_2 = 0 \quad (21)$$

$$R_1 = F_v + F_g - R_2 \quad (22)$$

$$\sum M_1 = (F_v + F_g) \cdot \frac{EL}{2} - R_2 \cdot EL = 0 \quad (23)$$

$$R_2 = \frac{(F_v + F_g) \cdot \frac{EL}{2}}{EL} = \frac{(26,98 + 95,65) \cdot \frac{1010}{2}}{1010} = 61,3 \text{ N} \quad (24)$$

$$R_1 = F_v + F_g - R_2 = 26,98 + 95,65 - 61,3 = 61,3 \text{ N} \quad (25)$$

Výpočtem reakcí bylo potvrzeno, že, při uvažování zátěže uprostřed válečku, jsou obě strany dopravníku zatíženy stejnou silou.

#### 7.1.4 Výpočet výkonu hnacích válečků

##### • Odpor proti pohybu

Navrhovaný dopravník je určen pro vodorovnou přepravu objektů, popřípadě, při vyvýšení středového rámu a rámu na začátku dopravy, pro přepravu po nakloněné rovině směrem dolů.

Pokud se tedy dopravovaný materiál pohybuje na válečkové dráze pod pravým úhlem vůči ose válečku, je třeba překonávat adhezní tření a valivé odpory, pro které platí rovnice (26).

Součinitel tření je pro paletu, pohybující se po válečcích [15]:  $\mu = 0,05$

$$F = m \cdot g \cdot \mu = 39 \cdot 9,81 \cdot 0,05 = 19,13 \text{ N} \quad (26)$$

Pro pohon dopravníku je tedy potřeba překonávat tangenciální sílu 19,13N.

- **Krouticí moment**

Z poloměru válečku 25mm a tangenciální síly vyplývá potřebný krouticí moment:

$$M_k = F \cdot r = 19,13 \cdot 0,025 = 0,48 \text{ Nm} \quad (27)$$

Předem zvolený váleček s převodovým poměrem 16:1 má ustálený krouticí moment 0,81, což znamená, že zvládne překonat odporové síly, viz (26).

- **Mechanický výkon**

Pro vyvození maximální rychlosti tohoto válečku, která je 0,98 m/s je třeba výkon:

$$P = F \cdot v = 19,13 \cdot 0,98 = 18,75 \text{ W} \quad (28)$$

Válečky RollerDrive disponují výkonem 32W, pro danou aplikaci jsou tedy dle výpočtů postačující.

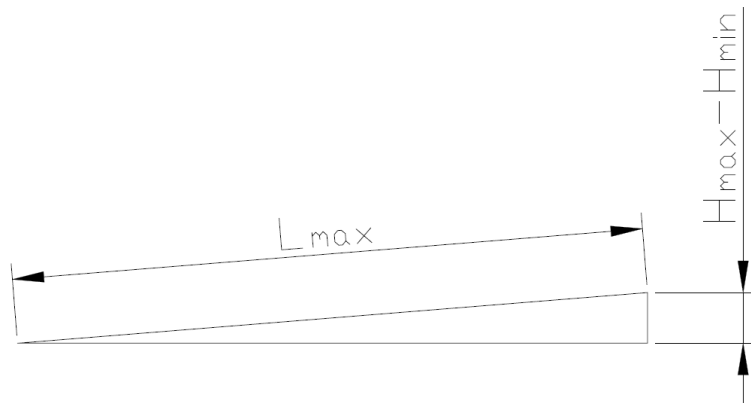
## 7.2 Gravitační pohon dopravníku

Pomocí stavitelných nohou viz podkapitola 9.2 je možné dopravník v případech, kdy není dostupná elektrická energie, použít jako gravitační. Tohoto typu pohonu se dá na dopravníku využít i v případech, kdy není nutné, aby se dopravovaný předmět pohyboval konstantní rychlostí. Předpokladem je přívod dopravovaných palet ve výšce 1250 mm, tedy při plném vysunutí nohou z rámu, a odběr palet naopak v minimální výšce dopravníku, která je ve výšce 850 mm.

### 7.2.1 Sklon dopravníku

Sklon při plném natažení dopravníku do délky a při vyvýšení prostředního rámu o 200 mm a rámu na začátku dopravníku o 400 mm tak, aby sklon celé trati byl konstantní, viz Obr. 21, je dle známých goniometrických vzorců:

$$\beta = \sin^{-1} \frac{H_{max} - H_{min}}{L_{max}} = \sin^{-1} \frac{1250 - 850}{5000} = 4,59^\circ \quad (29)$$



Obr. 21 – Sklon dopravníku

Vzhledem k tomu, že pro přepravu desek o hmotnosti 15 kg se používají dopravníky se sklonem  $3^\circ$ , a pro přepravu beden s drsným povrchem se volí sklon  $3,5-4^\circ$ , byl zvolen vypočtený sklon  $4,59^\circ$  (29) pro tuto aplikaci jako dostatečný a dopravník je možné použít jako gravitační, [1]

### 7.3 Nepoháněné válečky

Firma Interroll, od které jsou válečky použity, nabízí řadu válečků, které se liší řadou vlastností, jako jsou například nosnost a maximální rychlost dopravy. Pro mnou navrhovanou aplikaci byly zvoleny ocelové univerzální dopravníkové válečky řady 1700. Technické informace viz Obr. 22.

**Technical data**

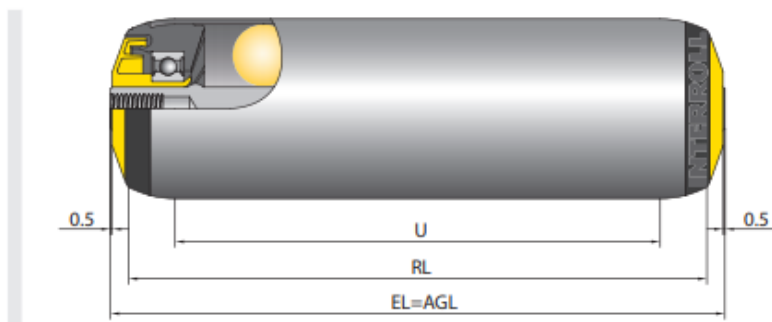
<b>General technical data</b>	
Mechanical power	32 W (at ambient temperature of 20 °C)
Max. noise emission (mounted)	55 dB(A), application-dependent
Possible static load capacity	350 N – for design with drive head (for PolyVee, round or toothed belt) 1100 N – for design without drive head
Motor shaft	11 mm HEX, thread M12 x 1
Length of motor cable	0.48 m
<b>Electrical data</b>	
Rated voltage	24 V DC
Rated current	Approx. 2 A
Starting current	Approx. 4 A
Protection rate	IP54
Anti-static version	Yes ( $< 10^{-4} \Omega$ )
<b>Dimensions</b>	
Tube diameter/wall thickness	50 x 1.5 mm; 51 x 2 mm
Max. reference length	1500 mm
<b>Ambient conditions</b>	
Ambient temperature in operation	0 to +40 °C
Ambient temperature during transport and storage	-30 to +75 °C
<b>Material</b>	
Tube	Stainless steel, zinc-plated steel, chrome-plated steel, aluminum
Motor shaft	Stainless steel
Tube sleeving	PVC sleeve 2 mm, 5 mm PU sleeve 2 mm Lagging 2 to 5 mm Tapered elements

Obr. 22 – Technické informace nepoháněného válečku [16]

**7.3.1 Upevnění nepoháněných válečků k dopravníku**

Jelikož válečky na dopravníku nejsou vzájemně propojeny, byly zvoleny nepoháněné válečky s konci válečků bez drážek pro řemeny. Válečky jsou k dopravníku upevněny obdobně jako válečky RD na straně bez kabelu – pomocí šroubu M8 k mezikusu s otvorem pro šroub.

Firma Interroll nabízí několik variant tohoto válečku. Rozdílné jsou především vnějším průměrem, tloušťkou stěny pláště, materiálem a průměrem hřídele, viz Obr. 23.

**Female threaded shaft**

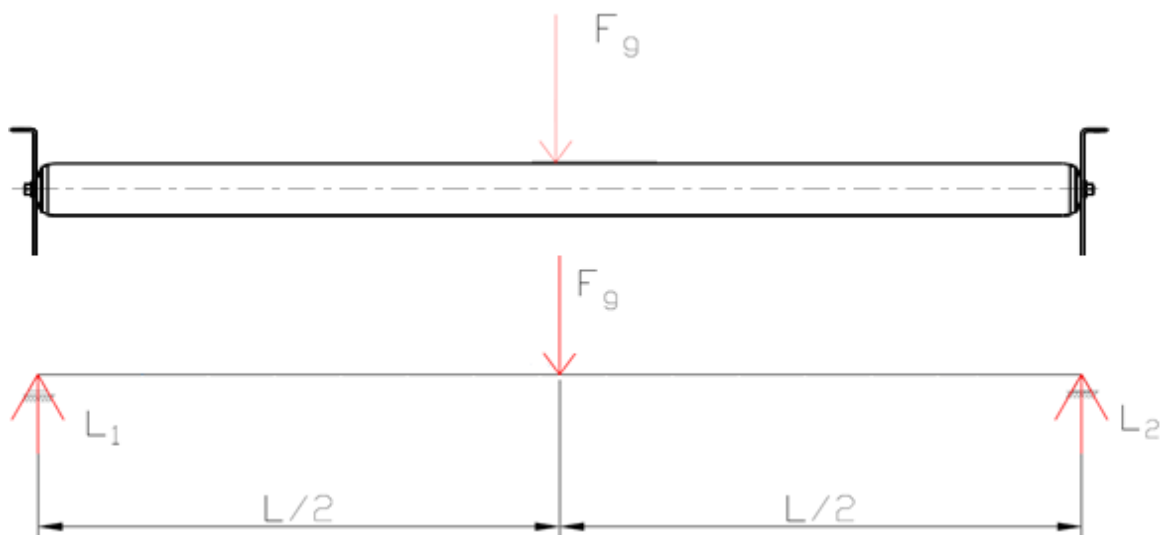
Ø Tube [mm]	Tube material	Ø Shaft [mm]	EL [mm]	AGL [mm]	U [mm]
50 x 2.8	PVC	8, 10, 12, 14	RL + 10	RL + 10	RL - 12
63 x 3.0	PVC	12, 14	RL + 10	RL + 10	RL - 12
40 x 1.5	Steel	8, 10, 11 HEX, 12, 14	RL + 10	RL + 10	RL - 26
50 x 1.5	Aluminum/Steel	8, 10, 11 HEX, 12, 14	RL + 10	RL + 10	RL - 26
50 x 3	Steel	10, 12, 14	RL + 10	RL + 10	RL - 12
51 x 2	Steel	12, 14	RL + 10	RL + 10	RL - 28
60 x 1.5	Steel	10, 12, 14	RL + 10	RL + 10	RL - 26
60 x 2.0; 60 x 3.0	Steel	12, 14	RL + 10	RL + 10	RL - 26
80 x 2.0	Steel	11 HEX, 12, 14	RL + 10	RL + 10	RL - 26

Obr. 23 – Rozměry nepoháněného válečku [16]

**7.3.2 Zatížení nepoháněného válečku**

Zatížení nepoháněných válečků je stejné jako u válečků poháněných viz rovnice (14) – (17). Vypočítané zatížení je přenášeno z pláště válečku na ložiska, která působí na hřídel vypočtenými silami dle rovnic (30)-(36). K výpočtům je nutné znát umístění a rozměry ložisek viz [16],[17]. Ze zjištěné zátěže na hřídel je možné vypočítat reakce mezikusů na zatížení, viz rovnice (37)-(47)

$$\frac{L}{2} = \frac{U}{2} + \frac{B_{lo\check{z}}}{2} = \frac{(RL - 26) + 9}{2} = \frac{(1000 - 26) + 9}{2} = 491,5 \text{ mm} \quad (30)$$



Obr. 24 – Zatížení nepoháněného válečku

Reakční síly ložisek na zatížení jsou pak dle statické rovnováhy:

$$\frac{L}{2} = \sum F_x = 0 \quad (31)$$

$$\frac{L}{2} = \sum F_y = L_1 - F_g + L_2 = 0 \quad (32)$$

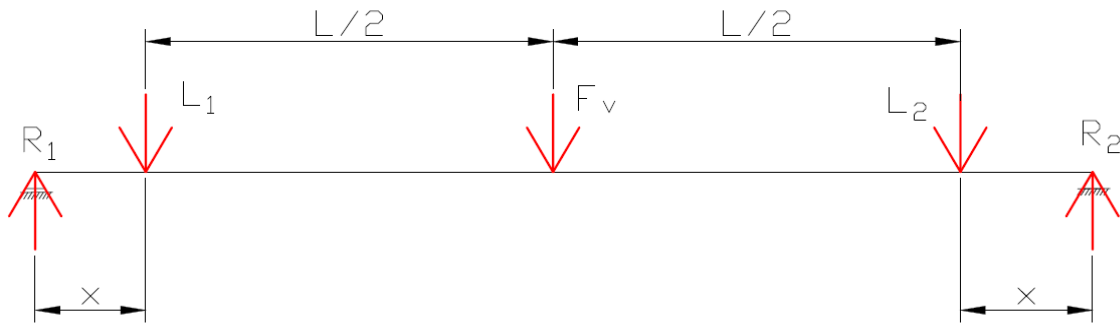
$$L_1 = F_g - L_2 \quad (33)$$

$$\sum M_1 = F_g \cdot \frac{L}{2} - L_2 \cdot 2 \cdot \frac{L}{2} = 0 \quad (34)$$

$$L_2 = \frac{F_g}{2} = \frac{95,65}{2} = 47,825 \text{ N} \quad (35)$$

$$L_1 = F_g - L_2 = F_g - \frac{F_g}{2} = \frac{F_g}{2} = L_2 = 47,825 \text{ N} \quad (36)$$

K výpočtu reakcí mezikusů na zatížení je nyní třeba zahrnout i vlastní tíhu celého válečku.



Obr. 25 – Znázornění sil na hřídel válečku

$$F_v = m_{nep} \cdot g = 3,8 \cdot 9,81 = 37,3 \text{ N} \quad (37)$$

$$x = \frac{EL - L}{2} = \frac{(RL + 10) - ((RL - 26) + 9)}{2} \quad (38)$$

$$x = \frac{(1000 + 10) - (1000 - 26 + 9)}{2} = 13,5 \quad (39)$$

$$\sum F_x = 0 \quad (40)$$

$$\sum F_y = R_1 - L_1 - F_v - L_2 + R_2 = 0 \quad (41)$$

$$R_1 = F_v + L_1 + L_2 - R_2 \quad (42)$$

$$\sum M_1 = L_1 \cdot x + F_v \cdot \left(x + \frac{L}{2}\right) + L_2 \cdot (x + L) - R_2 \cdot (2x + L) = 0 \quad (43)$$

$$R_2 = \frac{L_1 \cdot x + F_v \cdot \left(x + \frac{L}{2}\right) + L_2 \cdot \left(x + 2 \cdot \frac{L}{2}\right)}{\left(x + 2 \cdot \frac{L}{2} + x\right)} \quad (44)$$

$$R_2 = \frac{47,825 \cdot 13,5 + 37,3 \cdot (13,5 + 491,5) + 47,825 \cdot (13,5 + 2 \cdot 491,5)}{(13,5 + 2 \cdot 491,5 + 13,5)} = 66,475 \text{ N} \quad (45)$$

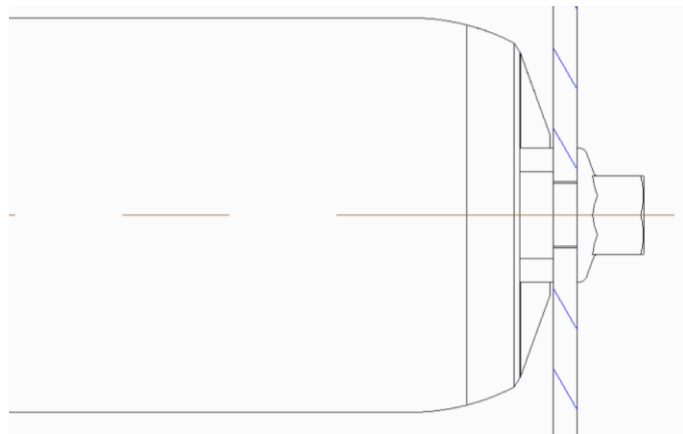
$$R_1 = F_v + L_1 + L_2 - R_2 \quad (46)$$

$$R_1 = 37,3 + 47,825 + 47,825 - 66,475 = 66,475 \text{ N} = R_2 \quad (47)$$



## 7.4 Kontrola šroubu

Dle katalogu fy Interroll mají být válečky připevněny pevně tak, aby se vnitřní hřídel neprotáčela. Je tedy potřeba zkontrolovat jestli šroub vydrží předpětí k vyvození třecí vazby mezi šroubem a mezikusem. Znázornění spojení je na Obr. 26.



Obr. 26 – Spojení válečku šroubem

Provozní síla odpovídá vypočteným reakcím, které jsou větší pro těžší - nepoháněné válečky, viz rovnice (46) a (47).

Koeficient bezpečnosti proti prokluzu  $k = 1,3$

Součinitel smykového tření pro spojení ocelových součástí  $f = 0,3$

Součinitel smykového tření na závitech pro šrouby bez povrchové úpravy  $f_z = 0,19$

$$R < F_T \quad (48)$$

$$k \cdot R = F_0 \cdot f \quad (49)$$

$$F_0 = \frac{k \cdot R}{f} = \frac{1,3 \cdot 61,3}{0,3} = 265,6 \text{ N} \quad (50)$$

- Parametry šroubu M8 8.8 ISO 4162**

Parametry metrického závitu M8 dle [18]

$$d_3 = 6,773 \text{ mm}$$

$$d_2 = 7,35 \text{ mm}$$

$$P = 1 \text{ mm}$$

$$\alpha = 60^\circ$$

$$\varphi' = \tan^{-1} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \tan^{-1} \frac{0,19}{\cos \frac{60}{2}} = 12,37^\circ$$

$$\psi = \tan^{-1} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \tan^{-1} \frac{1}{\pi \cdot 7,35} = 2,48^\circ$$

#### • Kontrola šroubu v tahu

Pevnostní výpočet šroubu je proveden na základě informací z předmětu *Části a mechanisys strojů I* z druhého ročníku bakalářského studia viz [19]

$$\sigma_d = \frac{F_0}{S} = \frac{F_0}{\pi \cdot \frac{d_3^2}{4}} = \frac{256,6}{\pi \cdot \frac{6,773^2}{4}} = 7,122 \text{ MPa} \quad (51)$$

#### • Kontrola šroubu v krutu

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_z \cdot \frac{d_2}{2}}{\pi \cdot \frac{d_3^3}{16}} = \frac{F_0 \cdot \tan(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\pi \cdot \frac{d_3^3}{16}} \quad (52)$$

$$\tau = \frac{256,6 \cdot \tan(12,37 + 2,48) \cdot \frac{7,35}{2}}{\pi \cdot \frac{6,773^3}{16}} = 4,1 \text{ MPa} \quad (53)$$

#### • Pevnostní kontrola dle Gesta

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{R_e}{\sqrt{\sigma_d^2 + 4 \cdot \tau^2}} = \frac{8 \cdot 8 \cdot 10}{\sqrt{7,122^2 + 4 \cdot 4,1^2}} = 58,9 \quad (54)$$

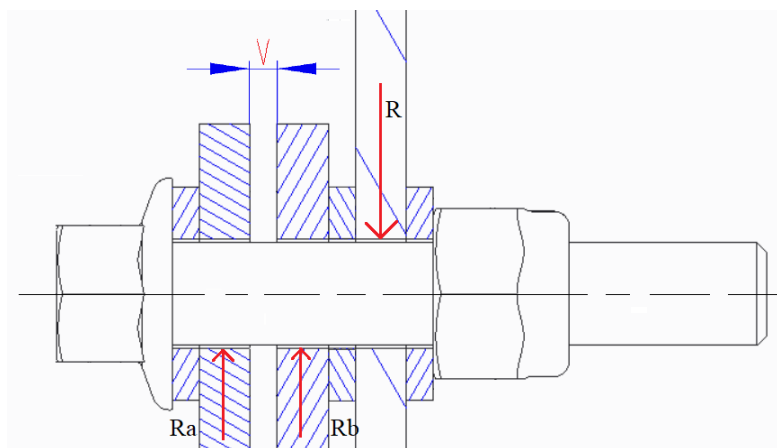
Koeficient bezpečnosti  $k_s$  se běžně volí 1,5, je tedy vidět, že šroub je značně předimenzován, avšak firma Interroll pro zvolené válečky udává vnitřní závit M8 na hřídeli jako nejmenší možný. Šroub tedy není možné zvolit menší.

## 7.5 Kontrola čepu

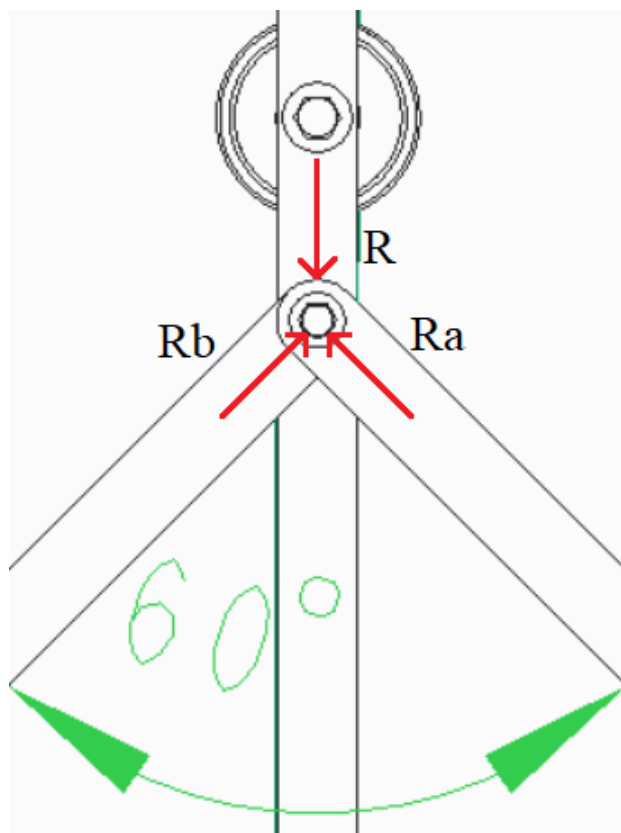
Mezikus, ke kterému jsou válečky připevněny je spojen s nůžkovým mechanismem pomocí šroubu ISO 4162 (021110), u kterého nezávitová část, v mnou navrhovaném dopravníku, slouží jako čep. Materiál šroubu volím ocel 11 370. K umožnění pohybu nůžkového mechanismu je ve spoji vůle, což znamená, že šroub není možné utáhnout s předpětím. Z tohoto důvodu je k zajištění polohy spojovaných prvků použita samojistná matice ISO 7040, která má uvnitř zalisovaný polyamidový či silonový kroužek, který se při zašroubování matice deformuje mezi závity, čímž vyváří zvětšené tření v závitech [19].

- **Zatížení čepu**

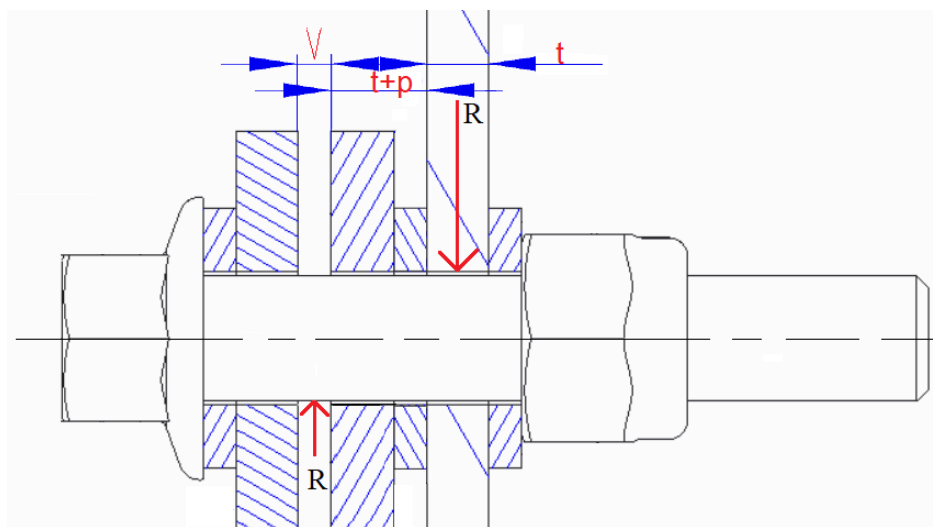
Na čep působí mezikus, vypočtenou reakcí  $R$ , viz rovnice (46) a (47). Čep je pro výpočet uvažován jako nehybný. Táhla nůžkového mechanismu podpírají čep a udržují ho ve statické rovnováze, viz Obr. 27 a Obr. 28. Výslednice sil působící v táhlech musí vyvodit stejně velkou sílu opačně orientovanou k reakci  $R$ , aby byl čep v rovnováze.



Obr. 27 – Zatížení čepu v řezu



Obr. 28 – Zatížení čepu



Obr. 29 – Zatížení v rovině xy

### • Kontrola čepu v ohybu

Dovolené napětí v ohybu je dle [20]  $\sigma_{o\,dov} = 110 \div 155 \text{ MPa}$ . Z hlediska bezpečnosti je zvolena nižší hodnota. Z pevnostní kontroly v ohybu je vypočten minimální potřebný průměr čepu.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{R \cdot \left( \frac{v}{2} + t + p + \frac{t}{2} \right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} \leq \sigma_{o\,dov} \quad (55)$$

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{R_1 \cdot \left( \frac{v}{2} + t + p + \frac{t}{2} \right)}{\frac{\pi}{32} \cdot \sigma_{o\,dov}}} \geq \sqrt[3]{\frac{66,475 \cdot \left( \frac{1,6}{2} + 3 + 1,6 + \frac{3}{2} \right)}{\frac{\pi}{32} \cdot 110}} \geq 3,49 \text{ mm} \quad (56)$$

Pro větší bezpečnost a na základě doporučení od vedoucího práce je použit průměr  $d = 6 \text{ mm}$ .

### • Kontrola čepu na otláčení

Z dovolené hodnoty tlaku na čep, již vypočtené reakce působící na čep a jeho průměru, je možné určit potřebnou tloušťku plechu tvořící nůžkový mechanismus.

Dovolené napětí tlaku ve stykových plochách je dle [20]  $p_{dov} = 30 \div 110 \text{ MPa}$ . Z hlediska bezpečnosti je volena nižší hodnota  $p_{dov} = 30 \text{ MPa}$ .

$$p = \frac{R}{t \cdot d} \leq p_{dov} \quad (57)$$

$$t' \geq \frac{R}{d \cdot p_d} \geq \frac{66,475}{8 \cdot 30} \geq 0,28 \text{ mm} \quad (58)$$

Aby se plechy však neprohýbali pod účinky nahodilých provozních sil ve směru kolmém na plechy, je volena tloušťka  $t = 3 \text{ mm}$

#### • Kontrola čepu na střih

Čepy se na střih dimenzují jen v případech velmi malých vůlí, kdy ohybové namáhání je zanedbatelně velmi malé [20]. Pro úplnost je však uveden i pevnostní výpočet kontroly na střih. Velikost dovoleného u oceli je  $\tau_{dov} \doteq 0,6 \cdot \sigma_{dt}$ . [21]. Mez pevnosti v tahu je pak dle [20]  $\sigma_{dt} = 200 \div 250 \text{ MPa}$ . Pro výpočet volím hodnotu  $\sigma_{dt} = 200 \text{ MPa}$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R}{S} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} \leq \tau_{dov} \quad (59)$$

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R}{S} = \frac{4}{3} \cdot \frac{R}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{66,475}{\frac{\pi}{4} \cdot 8^2} = 1,76 \text{ MPa} \quad (60)$$

$$\tau_{dov} \doteq = 0,6 \cdot 200 = 120 \text{ MPa} \quad (61)$$

$$t' \geq \frac{R}{d \cdot p_d} \geq \frac{66,475}{8 \cdot 30} \geq 0,28 \text{ mm} \quad (62)$$

$$\tau_{max} \leq \tau_{dov} \quad (63)$$

Pevnostní podmínka je splněna.

## 8 Konstrukce nůžkového mechanismu

Z počtu válečků a zadané maximální a minimální délky dopravníku vychází rozměry potřebné ke konstrukci drážky, která bude umožňovat pohyb nůžkového mechanismu.

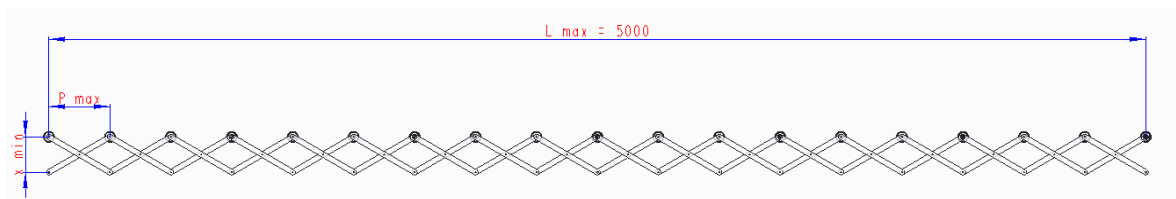
Rozměry drážky a její vzdálenost od pevně připojené vrchní části nůžkového mechanismu viz Obr. 30 a Obr. 31, pak vymezují možnou roztažitelnost a stažitelnost.

### 8.1 Natažený stav

Po volbě délky prvku, který tvoří nůžkový mechanismus, ( $z = 320 \text{ mm}$ ) lze z Pythagorovy věty vypočítat vzdálenost začátku drážky a vrchního upevnění mechanismu.

$$X_{min}' = \sqrt{z^2 - P_{max}^2} = \sqrt{320^2 - 277,77^2} = 158,87 \text{ mm} \quad (64)$$

Pro lepší je volena hodnota  $X_{min} = 160 \text{ mm}$ . Zvětšená hodnota způsobí možnost mírně většího prodloužení.



Obr. 30 – Natažený nůžkový mechanismus

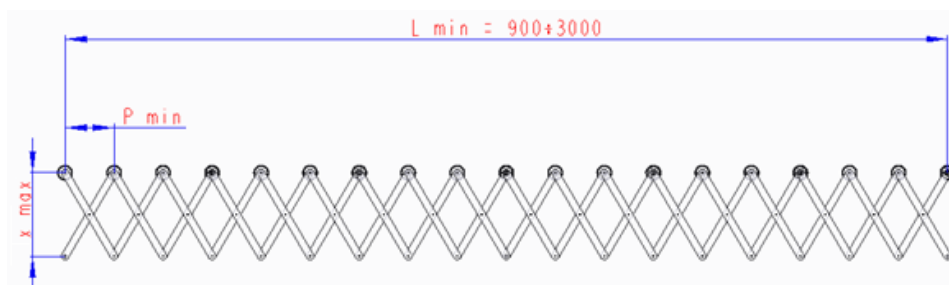
### 8.2 Stažený stav

Minimální délka dopravníku může být pro účely lepší skladovatelnosti i menší než zadané tři metry, nejmenší však tak, že se sousední válečky dotýkají.

$$L_{sklad} = i_{rozt} \cdot 2 \cdot \frac{d_{val}}{2} = 18 \cdot 2 \cdot \frac{50}{2} = 900 \text{ mm} \quad (65)$$

$$P_{sklad} = \frac{L_{sklad}}{i_{rozt}} = \frac{900}{18} = 50 \quad (66)$$

Stejným způsobem jako u výpočtu rozměru pro maximální natažení je vypočtena maximální vzdálenost drážky od vrchního upevnění, která vymezí stažitelnost dopravníku.



Obr. 31 – Stažený nůžkový mechanismus

$$X_{max}' = \sqrt{z^2 - P_{sklad}^2} = \sqrt{320^2 - 50^2} = 316,07 \text{ mm} \quad (67)$$

Zaokrouhlení na větší rozměr tentokrát není možné, jelikož by na sebe válečky tlačili, aby k tomu nedošlo, je rozměr zaokrouhlen na hodnotu  $X_{max} = 315 \text{ mm}$

Ze zvolených rozměrů pak vyplívá délka drážky:

$$X = X_{max} - X_{min} = 315 - 160 = 155 \text{ mm} \quad (68)$$

### 8.3 Zakřivení

Zakřivení dopravníku je realizováno tak, že jedna strana dopravníku se natáhne, zatímco druhá zůstane ve staženém stavu. Velikost zakřivení je dána jednak vřemí v mechanismu a pružnou deformací materiálu.

Na základě průzkumu trhu a konzultací s vedoucím bakalářské práce je odhadováno, že jednotlivé táhla nůžkového mechanismu se budou moci natočit přibližně o úhel  $\alpha = 5^\circ$

Jelikož v každém spoji jsou táhla spojeny dvě tak každý spoj je teoreticky schopný se natočit o úhel  $10^\circ$ . Spojů je celkem 19, z toho však 3 v rámech, kde jsou uchyceny táhla pevněji a je jim tedy umožněna pouze rotace kolem čepů.

Odhadovaný celkový úhel zakřivení dopravníku při plném natažení je pak:

$$\alpha' = (i_{rozt} - 3) \cdot 2 \cdot \alpha = (19 - 3) \cdot 2 \cdot 5 = 160^\circ \quad (69)$$

Pro zjištění přesné hodnoty je třeba vyrobit prototyp a zjistit skutečný úhel, který bude ovlivněn výrobními tolerancemi, deformací materiálu a dalšími faktory, experimentálně.

## 9 Konstrukce rámu

Rám tvoří podstatnou část dopravníku, která udržuje nůžkový mechanismus a tím pádem i válečky a přepravované objekty v požadované poloze. Je to tedy nosný prvek celého dopravníku.

Dopravník se skládá ze tří rámu. Jeden na každém z konců dopravníku a třetí uprostřed. Rámy jsou stejné a při montáži je možné je tedy zaměnit.

### 9.1 Nosná část rámu

Hlavní část rámu tvoří svařené duté čtvercové tyče o straně 35 mm a tloušťce stěny 2,5 mm. Tvar rámu je zobrazen na Obr. 32.



Obr. 32 – Model nosné části rámu

### 9.2 Výšková stavitelnost

Celý rám je pomocí tyčí čtvercového profilu od firmy Item výškově nastavitelný v rozmezí 850 až 1250 mm. Stavitelnost spočívá v zasouvání popř. vysouvání tyče od Itemu v dutých tyčích tvořící základ rámu.

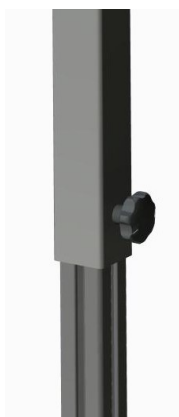


Obr. 33 – profil 30x30 a T-matice [22]



Jak je vidět na Obr. 33, tak zvolený profil má z každé strany drážku, čehož využívám k zajištění polohy. Princip spočívá v tom, že v jedné z drážek se při povolení šroubu může, ve směru drážky, pohybovat T-matice, kterou jsem vybral z katalogu firmy Item [23]. Tato matice je pro zvolený profil tyče vyráběna se závitem M6.

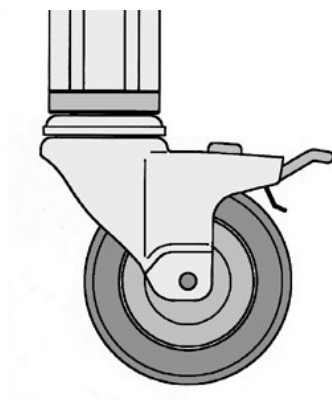
Zvolená výška dopravníku se pak, po nastavení polohy vnitřní tyče, může zaaretovat utažením šroubu M6 s T-maticí. Pro jednodušší použití v praxi je, za účelem jednoduchého utahování či povolování šroubu, zvolen šroub s hvězdicí [24], viz Obr. 34.



Obr. 34 – Hvězdicový šroub pro zajištění polohy

### 9.3 Pojízdnost dopravníku

Dopravník, jak je v požadavkovém listě specifikováno, má mít možnost se pomocí kol s brzdou pohybovat. Pro tento dopravník jsou kola, viz Obr. 35, pro jednoduchou objednávku a dobrou kompaktnost dílů opět použity od firmy Item [25].



Obr. 35 - Kolo s brzdou [26]

Kola jsou průměru 125 mm s brzdou. Kola jsou s výsuvnými profily 30x30 spojeny závitem M5 přímo doprostřed profilu. Na Obr. 35 je zobrazené kolo spojené s profilem pomocí tzv. Base plate, to však firma Item nevyrábí pro profily 30x30, proto bylo třeba přistoupit k alternativnímu spojení, tedy použitím šroubu M5.

## 9.4 Úchyt na rámu

Pro snadnou manipulaci s dopravníkem je na rám upevněn také držák, viz Obr. 36.



Obr. 36 – Úchyt

## 9.5 Drážka nůžkového mechanismu

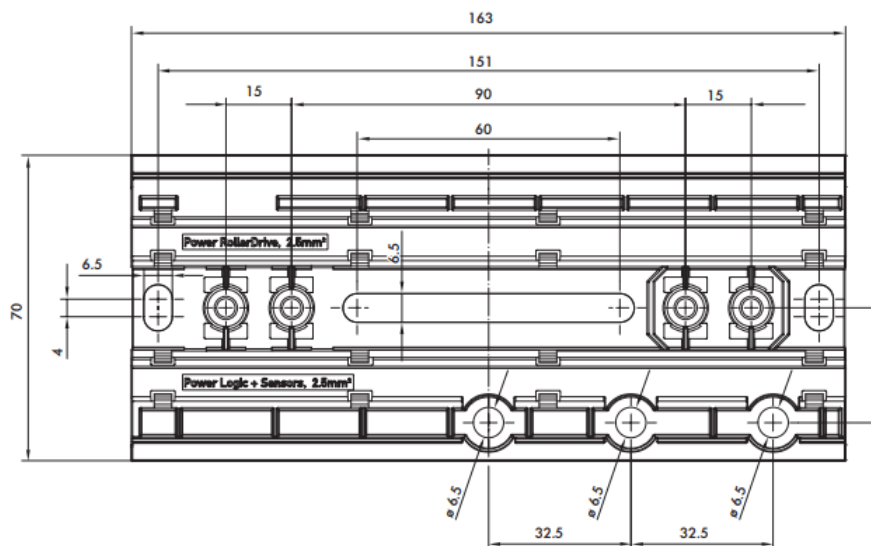
Dalším prvkem na rámu je naohýbaný plech. Tento prvek je opatřen otvory pro šrouby k upevnění k rámu, viz Obr. 37. Nůžkový mechanismus je z horní strany připevněný pevně. Na spodní straně se může pohybovat ve směru drážky, jejíž rozměry jsou vypočteny v podkapitole 6.1.



Obr. 37 – Drážka nůžkového mechanismu

## 9.6 Upevnění multikontroleru

Multikontroler se upevňuje pomocí tzv. Base plate, který je součástí balení multikontroleru. Tento prvek viz Obr. 38 je opatřen několika drážkami a dírami, které je možné libovolně použít k upevnění base plate ke zvolenému povrchu.



Obr. 38 – Base late [26]

Nad úchyty jsou k tomuto účelu dva otvory pro šrouby, pomocí kterých je možné multikontrolér k rámu upevnit. Díry jsou na obou stranách rámu a na všech rámech dopravníku, je tak možné umístit kontrolér na jakýkoliv rám. Hnací válečky mají přívodní kabely dlouhé pouze 0,48 m, je tedy nutné kabely nadstavit prodlužovacími kabely, které firma nabízí.

Zvolený kontrolér dokáže ovládat pouze 4 hnací válečky z celkových 6, které jsou na dopravníku použity. Je tedy nutné použít pro využití všech motorizovaných válečků dva kontroléry. Při napojení na druhý stejný dopravník pak lze použít pro oba dopravníky jen tři kontroléry.

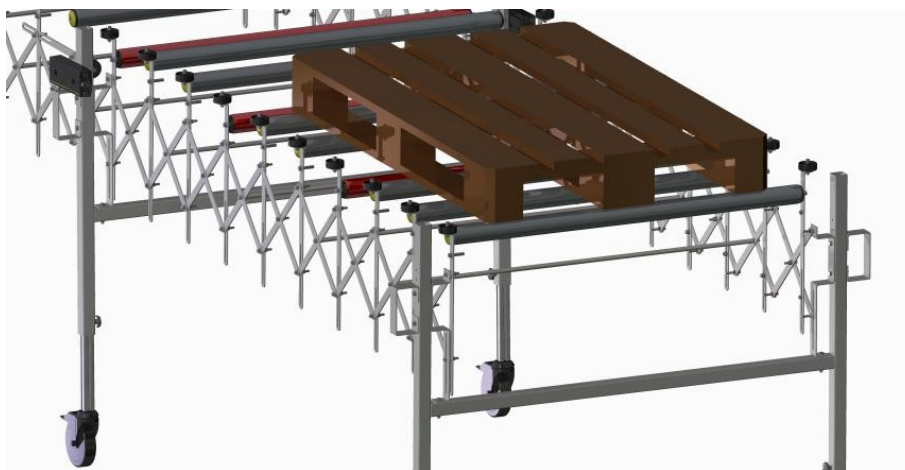


Obr. 39 – Spojení multikontroléru s rámem

## 9.7 Boční vedení

Ochrana dopravovaných palet proti pádu z boku dopravníku, který hrozí především při zakřivení dopravníku, je navržena pomocí kladek fy Interroll. Tyto polymerové kladky jsou částečně odolné proti nárazu, což je pro mnou navrhovaný dopravník dobrá vlastnost. [27]

Kladky jsou, pomocí šroubu a matice M6, upevněny na mnou navržené mezikusy nad všechny hnací i hnané válečky z obou stran válečků, viz Obr. 40.



Obr. 40 – Boční vedení

## 9.8 Koncová zarážka

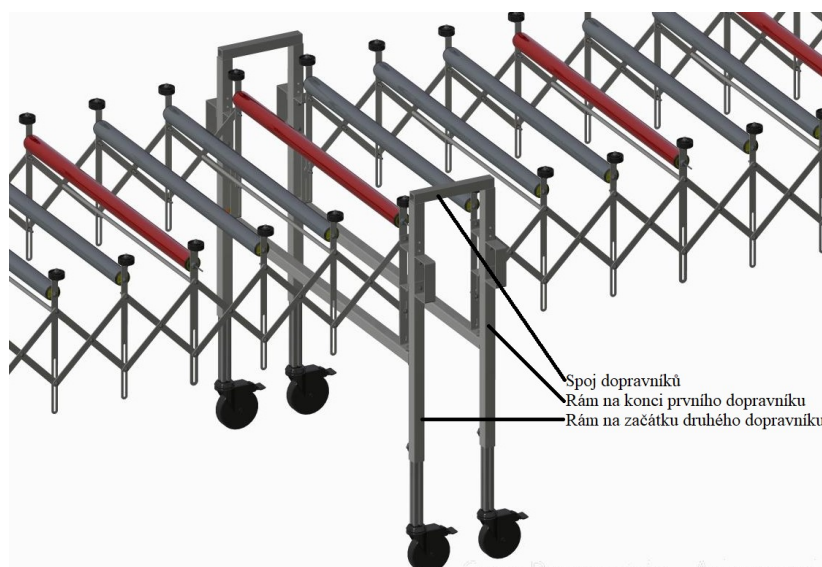
K zastavení přepravovaných palet na konci dopravní trati slouží koncová zarážka, která je navržena ze svařených čtvercových profilů tak, aby bylo možné ji jednoduše zasunout do dutých čtvercových tyčí tvořící rám a zároveň ji kdykoliv opět vysunout, viz Obr. 41.



Obr. 41 – Koncová zarážka

## 9.9 Propojení s dalšími dopravníky

Navržený dopravník je možné pomocí mnou navrženého spoje napojit na další dopravník a rozšířit tak délku trati. Spoj je obdobně jako koncová zarážka ze svařených čtvercových profilů. Spoj funguje tak, že spojovacím prvkem propojí rám na konci prvního dopravníku s rámem na začátku druhého, viz Obr. 42. Mnou navržený spojovací prvek je dostatečně velký, aby neomezil funkčnost kol na žádném ze spojených rámců.



Obr. 42 – Propojení dopravníků

## 10 Kabeláž a snímače

K zajištění pohybu hnacích válečků je nutné k nim přivést elektrickou energii. Rozvod této energie zajišťují multikontroléry umístěné na rámech dopravníku. Multikontrolér je poháněný elektrickou energií o napětí 24 V, které je nutné k němu přivést z rozvodné skříně na pracovišti.

### 10.1 Vedení kabelů

Propojení kabelů hnacích válečků s multikontroléry vytváří na délkově natažitelném dopravníku problém. Je důležité zajistit trvalé propojení válečků s kontroléry tak, aby se kabely nedostaly do nůžkového mechanismu a nepoškodily se a neomezili funkčnost dopravníku.

Kabely jsou po vzoru firmy Draper [29] vedeny podél nůžkového mechanismu zvnějšku dopravníku. Viz Obr. 43.



Obr. 43 – Vedení kabelů [28]

### 10.2 Snímače

Použití multikontroléru a hnacích válečků fy Interroll umožňuje dopravník rozšířit o optické snímače, které je třeba opět propojit s multikontrolérem. Ten následně dokáže řídit hnací váleček na základě informací ze snímačů.

Optické snímače fungují na základě světla, které vyzařují a doby, za kterou se světlo od konce dopravníku, nebo předmětu před snímačem odrazí zpět.

## 11 Závěr

Výstupem této bakalářské práce je konstrukční návrh válečkového dopravníku s proměnnou délkou a zakřivením a o hmotnosti přibližně 133 kg. Pro návrh jsem použil hnací válečky EC310 a hnané válečky řady 1700. Oba typy válečků, které jsem použil, jsou od firmy Interroll. Použité válečky jsem podložil kontrolními výpočty, na jejichž základě jsem zvolil konkrétní typy válečků z nabízených druhů od zvolené firmy. Válečky jsou řízeny pomocí multikontrolérů firmy Interroll, které je možné šrouby upevnit k mnou navrženému rámu. Tuto firmu jsem zvolil, především protože na svých stránkách umožňuje stažení 3D modelů svých produktů, čehož jsem využil při tvorbě modelu dopravníku a výkresové dokumentace. Dalšími důvody, proč jsem válečky využil právě od této firmy, jsou dostupnost informací, komunikace s pracovníky firmy v českém jazyce a jejich ochota se mnou komunikovat.

V této práci jsem válečky pomocí mnou navržených mezikusů a šroubů M8 upevnil k nůžkovému mechanismu. Tento mechanismus umožňuje délkovou natažitelnost dopravníku z minimální délky 1064 mm až na 5038 mm. Zakřivitelnost, která je dopravníku umožněna vřelymi v nůžkovém mechanismu, jsem na základě vyráběných dopravníků různých firem odhadl na 150°. Mechanismus s válečky je upevněn k výškově stavitelnému rámu tvořený ze svařených dutých čtvercových profilů. Výšková nastavitelnost dopravníku je v mezích od 850 mm do 1250 mm zaručena pomocí profilů od firmy Item, které se pohybují v dutém rámu. Výškové ustanovení rámu jsem navrhl pomocí t-matice a hvězdicového šroubu, který matici přitáhne. S rámem je možné snadno manipulovat pomocí kol s brzdami od firmy Interroll a mnou navržených úchyty.

K zabránění pádu přepravovaných palet z boku dopravníku slouží kladky firmy Interroll, které jsem umístil na navržené mezikusy nad hnací i hnané válečky. Dále pádu zabraňuje koncová záložka, kterou jsem navrhl tak, aby bylo možné ji snadno shora vložit do rámu a opět ji z rámu vyjmout. Navržený dopravník lze pomocí spoje ze svařených čtvercových profilů spojit do delších tratí.

Na základě zvolených a navržených komponentů jsem v programu *Creo* vytvořil 3D model dopravníku. Na základě tohoto modelu jsem po konzultaci s vedoucím této práce vytvořil sestavné výkresy dopravníku, rámu a podsestav tvořící nůžkový mechanismus a výrobní výkres táhla nůžkového mechanismu.

## Seznam použité literatury

- [1] MALÍK, Vratislav. *Válečkové tratě v teorii a praxi: určeno pro konstruktéry a projektanty dopravních zařízení, hlavní mechaniky a studenty vysokých škol*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1963. Řada strojírenské literatury.
- [2] Gravity Roller Conveyors. *Accuweigh* [online]. [cit. 2018-04-24]. Dostupné z: <http://accuweigh.tradeindia.com/gravity-roller-conveyors-216467.html>
- [3] Chain Driven Live Roller Conveyor - Model 199-CRR. *Cisco-eagle* [online]. [cit. 2018-04-24]. Dostupné z: <https://dir.indiamart.com/impcat/chain-driven-roller-conveyors.html>
- [4] Belt driven roller conveyor. *Excess Equip* [online]. [cit. 2018-04-24]. Dostupné z: <http://www.excessequip.com/Conveyor/Powered/Roller/belt-driven/flat-belt/18-w-x-54-l-bdlr-belt-driven-roller-conveyor-accumulation-siemens>
- [5] Eagle Orange®-like Belts. *Dura-Belt* [online]. [cit. 2018-04-24]. Dostupné z: [http://www.durabelt.com/material\\_substitutes.php](http://www.durabelt.com/material_substitutes.php)
- [6] Roller Drive. *Dura-Belt* [online]. [cit. 2018-04-24]. Dostupné z: <http://uk.rs-online.com/web/p/drive-components/0408530/>
- [7] *Cisco-Eagle: Flexible Conveyors* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.cisco-eagle.com/catalog/category/973/flexible-conveyor>
- [8] *Conveyor-units: Flexible Conveyors* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.conveyor-units.co.uk/product-range/7-flexible-conveyors/>
- [9] *Flexible Conveyors: Material Flow* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://flexible-conveyors.com/>
- [10] *OCM: X ramp* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.ocm.eu/en/p/flexible-conveyor/xramp-flexible-conveyor/26/>
- [11] *Ocon* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.ocon.co.uk/gallery/flexible-conveyors/>
- [12] *LBS Roll* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://lbsshanghai.en.made-in-china.com/productimage/JvyxDrYPqUku-2f1j00htlYOAmPEZkT/China-Flexible-Gravity-Skate-Wheel-Roller-Conveyor-ZLY-.html>
- [13] *Interroll: Rollerdrive series EC310* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: [https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources\\_pdf\\_9007199696048011.pdf](https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources_pdf_9007199696048011.pdf)
- [14] *FMH Conveyor: BestFlex Roller* [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: [https://fmhconveyors.com/en-in/products\\_post/bestflex-roller/](https://fmhconveyors.com/en-in/products_post/bestflex-roller/)
- [15] *Interroll: Dopravníkové válečky, rollerdrives*, [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: [https://www.interroll.com/fileadmin/user\\_upload/PDF/FR\\_CS\\_2011\\_WEB.pdf](https://www.interroll.com/fileadmin/user_upload/PDF/FR_CS_2011_WEB.pdf)
- [16] *Interroll: Rollers series I700* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: [https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources\\_pdf\\_9007199597347083.pdf](https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources_pdf_9007199597347083.pdf)



- 
- [17] *SKF: Deep groove ball bearings* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.skf.com/my/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=W%206002-2RZ>
- [18] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [19] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů: pro 2. a 3. ročník bakalářského studia* [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2016 [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: [http://lms.vsb.cz/pluginfile.php/578517/mod\\_resource/content/3/E-PDF.pdf](http://lms.vsb.cz/pluginfile.php/578517/mod_resource/content/3/E-PDF.pdf)
- [20] Hodnoty mezi pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel. *E-konstrukter: portál pro strojní konstruktéry* [online]. [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [21] ŠČERBOVÁ M., PAVELKA V. *Mechanika: Namáhání na smyk* [online]. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2013 [cit. 2018-05-03]. Dostupné z: [https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/13\\_MEC\\_NAMAHANI\\_NA\\_SMYK\\_2\\_ROCNIK\\_1\\_CAST-UT.pdf](https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/13_MEC_NAMAHANI_NA_SMYK_2_ROCNIK_1_CAST-UT.pdf)
- [22] *Direct industry: T-nut* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/item-industrial-applications/product-13749-198545.html>
- [23] *Item: T-nut* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <https://product.item24.de/en/products/product-catalogue/productdetails/products/t-slot-nuts-st-1001042830/t-slot-nut-6-st-m6-stainless-43975/>
- [24] *Halder: šroub s hvězdící* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <https://www.halder.com/cz/Produkty/Normovane-dily/Ovladaci-prvky/Hvezdice-Srouby-s-hvezdici/Sroub-s-hvezdici-DIN-6336-plast/24740.0101?tab=cad>
- [25] *Item: Castor D125 swivel with double-brake antistatic* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: <https://product.item24.de/en/products/product-catalogue/productdetails/products/castor-swivel-1001042865/castor-d125-swivel-with-double-brake-antistatic-41811/>
- [26] Microcontroller. *Item: Universal control for the RollerDrive EC310* [online]. [cit. 2018-05-02]. Dostupné z: [https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources\\_pdf\\_9007199597678219.pdf](https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources_pdf_9007199597678219.pdf)
- [27] *Interroll: conveyor accesories series 2130* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: [https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources\\_pdf\\_9007199597355915.pdf](https://www.interroll.cz/fileadmin/products/cs/Resources_pdf_9007199597355915.pdf)
- [28] *Draper: Scissor Lift SL & SLX* [online]. [cit. 2018-05-13]. Dostupné z: <http://www.draperscreens.se/home-4/produkter/projector-lifts/lista-2.aspx?pid=173>
-

## Přílohy

- Příloha A: CD – Bakalářská práce v elektronické podobě. CD > Bakalářská práce
- Příloha B: 3D model dopravníku. CD > 3D model > dopravník
- Příloha C: Sestavný výkres dopravníku. CD > výkresy > vyk\_dopravník
- Příloha D: Sestavný výkres rámu. CD > výkresy > vyk\_00\_ram
- Příloha E: Sestavný výkres zpevněné části nůžkového mechanismu. CD > výkresy > vyk\_01\_zpev\_n\_mech
- Příloha F: Sestavný výkres nezpevněné části nůžkového mechanismu. CD > výkresy > vyk\_02\_prv\_n\_mech
- Příloha G: Výrobní výkres táhla nůžkového mechanismu. CD > výkresy > vyk\_tahlo\_n\_mech